



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

PEMODELAN TERMAL SUPERCRITICAL ORGANIC RANKINE CYCLE PADA SISTEM WASTE HEAT RECOVERY KAPAL TANKER DENGAN VARIASI FLUIDA KERJA DAN VARIASI PEMBEBANAN MESIN UTAMA MENGGUNAKAN PERANGKAT LUNAK THERMOFLEX

FAISAL RAHMAN ARIF
NRP 02111440000141

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



TUGAS AKHIR - TM141585

**PEMODELAN TERMAL SUPERCRITICAL
ORGANIC RANKINE CYCLE PADA SISTEM
WASTE HEAT RECOVERY KAPAL TANKER
DENGAN VARIASI FLUIDA KERJA DAN VARIASI
PEMBEBANAN MESIN UTAMA MENGGUNAKAN
PERANGKAT LUNAK THERMOFLEX**

Faisal Rahman Arif
02111440000141

Dosen Pembimbing:
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT - TM141585

**THERMAL MODELING OF SUPERCRITICAL
ORGANIC RANKINE CYCLE ON TANKER
WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM WITH
WORKING FLUID VARIATION AND MAIN
ENGINE LOAD VARIATION USING
THERMOFLEX SOFTWARE**

Faisal Rahman Arif
02111440000141

Academic Supervisor:
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**PEMODELAN TERMAL SUPERCRITICAL
ORGANIC RANKINE CYCLE PADA SISTEM
WASTE HEAT RECOVERY KAPAL TANKER
DENGAN VARIASI FLUIDA KERJA DAN VARIASI
PEMBEBANAN MESIN UTAMA MENGGUNAKAN
PERANGKAT LUNAK THERMOFLEX**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

FAISAL RAHMAN ARIF

NRP. 021110000141

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E. (Pembimbing)
NIP. 195312191981031001
2. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. (Penguji I)
NIP. 196505051990031005
3. Bb. Arip Dwiyanoro, ST, M.Eng, PhD. (Penguji II)
NIP. 197804012002121001
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. (Penguji III)
NIP. 197301161997021001

SURABAYA

JULI, 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**PEMODELAN TERMAL SUPERCRITICAL ORGANIC
RANKINE CYCLE PADA SISTEM WASTE HEAT
RECOVERY KAPAL TANKER DENGAN VARIASI
FLUIDA KERJA DAN VARIASI PEMBEBANAN MESIN
UTAMA MENGGUNAKAN PERANGKAT LUNAK
THERMOFLEX.**

Nama Mahasiswa : Faisal Rahman Arif
NRP : 02111440000141
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,
M.E.

ABSTRAK

Sebagian besar waste heat pada mesin utama kapal terbawa oleh gas buang yang telah melewati turbocharger. Temperatur gas buang tersebut relatif rendah namun masih memiliki potensi untuk dimanfaatkan. MAN Diesel & Turbo menyatakan bahwa daya listrik dapat dibangkitkan hingga 11% dari daya mesin utama kapal dengan memanfaatkan gas buang pada sistem Waste Heat Recovery (WHR). Salah satu sistem WHR yang dapat digunakan adalah dengan Organic Rankine Cycle (ORC). ORC mengaplikasikan prinsip Rankine cycle menggunakan fluida organik yang memiliki titik didih rendah untuk memperoleh kerja dari sumber panas bertemperatur rendah.

Tugas akhir ini menggunakan perangkat lunak Thermoflex untuk melakukan pemodelan sistem WHR dengan variasi fluida kerja dan variasi tingkat keadaan gas buang terhadap pembebanan mesin utama kapal. Fluida kerja yang divariasikan adalah R123, R141b, R245ca, dan R365mfc. Tingkat keadaan gas buang berdasarkan 10% beban, 25% beban, 50% beban, 85% beban, dan 100% beban mesin utama kapal. Selain gas buang, sumber panas dari sistem WHR juga memanfaatkan waste heat dari jacket water.

Berdasarkan pemodelan sistem WHR didapatkan bahwa daya listrik terbesar dihasilkan oleh 25% beban mesin utama kapal. Pemodelan sistem WHR terbaik dihasilkan oleh fluida kerja R141b yang menghasilkan daya neto antara 309,65 – 450,59 kW dan memerlukan pendinginan eksternal untuk jacket water yaitu 152,76 kW. Pemodelan tersebut dapat menghemat bahan bakar sebanyak 18,7 gal/jam HFO dan mengurangi 58,2318 gal/jam emisi CO₂ pada kondisi operasi SEA GOING. Sedangkan pada kondisi operasi ARR/DEPT pemodelan dapat menghemat 25,1 gal/jam HFO dan mengurangi 78,1614 gal/jam emisi CO₂.

Kata kunci: *Waste Heat Recovery, Organic Rankine Cycle, Jacket Water, Gas Buang, Kapal Tanker*

***THERMAL MODELING OF SUPERCRITICAL ORGANIC
RANKINE CYCLE ON TANKER WASTE HEAT RECOVERY
SYSTEM WITH WORKING FLUID VARIATION AND MAIN
ENGINE LOAD VARIATION USING THERMOFLEX
SOFTWARE.***

Student Name : Faisal Rahman Arif
NRP : 02111440000141
Departement : Mechanical Engineering FTI-ITS
Academic Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,
M.E.

ABSTRACT

Most of waste heat from ship's main engine is carried by exhaust gas that has passed through a turbocharger. The exhaust gas temperature is relatively low but it still can be utilized. MAN Diesel & Turbo stated that electrical power could be obtained up to 11% of main engine power by using a Waste Heat Recovery (WHR) system. One of the WHR systems that can be used is Organic Rankine cycle (ORC). ORC applies the principle of rankine cycles using an organic fluid that has a low boiling point to obtain power from low temperature heat sources.

This final project used Thermoflex software to perform WHR system modeling with variation of working fluid and variation of exhaust gas levels based on ship's main engine load. The working fluids which were used in modeling were R123, R141b, R245ca, and R365mfc. The exhaust gas levels were based on 10% load, 25% load, 50% load, 85% load, and 100% load of ship's main engine. In addition to the exhaust gas, the heat source of the WHR system also utilized waste heat from jacket water.

Based on WHR system modeling, it was found that the largest electric power was generated by 25% load of ship's main engine. The best WHR system modeling was generated by R141b working fluid that generated net power range from 309.65 kW up

to 450.59 kW and required external cooling for jacket water which was 152.76 kW. The modeling could save HFO as much as 18.7 gal/hr and reduce 58.2318 gal/hr CO₂ emissions under SEA GOING operating condition. While in ARR/DEPT operating condition, it could save 25.1 gal/hr HFO and reduce 78.1614 gal/hr CO₂ emission.

Keyword: *Waste heat recovery, Organic Rankine Cycle, Jacket Water, Exhaust Gas, Tanker*

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Tak lupa shalawat serta salam senantiasa tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moral maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Mama dan Ayah tercinta, Yuli Astutik dan Januarib Pantjoroadie yang senantiasa memberi dukungan, motivasi, dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Semoga penulis dapat membanggakan Mama dan Ayah serta menjadi Kakak yang dapat membimbing adik penulis, Ilham Helmi Arif dengan bijak.
2. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabaran Bapak selama membimbing penulis.
3. Bapak Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng., Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT., dan Bambang Arip Dwiyanoro, ST, M.Eng, PhD. selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih telah meluangkan waktunya dan atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Bapak Moch. Solichin, ST, MT. selaku Dosen wali penulis, Terima kasih telah menjadi dosen wali penulis selama empat tahun.
5. Rekan seperjuangan dan satu bimbingan tugas akhir penulis, Satrio, Nabila, Nila, Mas Dicky, Mas Haryo, Mas Lucky, Mbak Naura, Mbak Mega, dan Mas Angga. Terima kasih atas

kerjasama yang dilakukan selama menyelesaikan tugas akhir ini.

6. Seluruh Laskar Perpan M57, Baskoro, Ipul, Sudi, Satrio, Nabila, Nila, Alik, Linda, Pai, Windhu, Sarfan, Egy, Elman, Ammar, Vita, dan penghuni Laboratorium Rekayasa Termal lainnya. Terima kasih telah menjadi teman berbagi canda serta keluh kesah penulis. Semoga pertemanan kita tetap terjaga hingga tua nanti.
7. Seluruh Pengurus Kabinet Ash-Shaff 2016/2017. Terima kasih atas kerjasama dan pengalaman yang diberikan kepada penulis. Bersama kalian penulis belajar banyak hal berharga di luar disiplin ilmu teknik mesin.
8. Seluruh teman-teman angkatan M57. Terima kasih telah mewarnai kehidupan kampus penulis. Tetaplah menjadi angkatan yang kokoh dan teruslah berkarya demi memajukan Indonesia.
9. Seluruh civitas akademika Departemen Teknik Mesin ITS.
10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan	4
1.5 Manfaat	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Sistem <i>Waste Heat Recovery</i> (WHR) pada Kapal	5
2.1.1 <i>Waste Heat</i> Mesin Diesel Kapal.....	5
2.1.2 Pilihan dalam <i>Waste Heat Recovery</i>	6
2.2 <i>Organic Rankine Cycle</i> (ORC)	7
2.2.1 Analisis Balans Energi pada ORC.....	8
2.2.2 Sistem ORC dengan <i>Regenerator</i>	10
2.2.3 <i>Subcritical Cycles</i>	11
2.2.4 <i>Supercritical Cycles</i>	12
2.2.5 Fluida Kerja ORC.....	13
2.3 Analisis Gas Buang Mesin Diesel Kapal.....	15
2.3.1 Analisis Campuran Gas Ideal	15
2.3.2 Analisis Campuran Udara dan Uap Air.....	17
2.3.3 Analisis Pembakaran Mesin Diesel	18
2.3.4 Analisis <i>Acid Dew-point Temperature</i>	19
2.4 <i>Expanders</i>	20
2.4.1 <i>Turbomachines</i>	20

2.4.2	<i>Volumetric Expanders</i>	21
2.5	Perangkat Lunak <i>Thermoflex</i>	21
2.6	Penelitian Terdahulu	24
2.6.1	Ibrahim Girgin dan Cüneyt Ezgi (2017)	24
2.6.2	Shu dkk (2017)	27
2.6.3	Grljusic dkk (2014)	29
BAB III METODOLOGI		33
3.1	Metode Pengkajian	33
3.2	Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data	35
3.2.1	Spesifikasi Mesin Utama dan Tingkat Keadaan <i>Waste Heat</i>	35
3.2.2	Spesifikasi Bahan Bakar dan Fluida Kerja	36
3.2.3	Kebutuhan Daya Listik Kapal	37
3.2.4	Konsumsi Bahan Bakar dan Indeks Emisi CO ₂ Bahan Bakar Diesel Generator	38
3.3	Pemodelan Sistem WHR	39
3.3.1	Skema Pemodelan	39
3.3.2	Parameter Tetap dalam Pemodelan	39
3.3.3	Parameter Bebas dalam Pemodelan	41
3.3.4	Parameter Pemodelan terhadap Fluida Kerja	41
3.4	<i>Flowchart</i>	42
BAB IV PEMBAHASAN		45
4.1	Perhitungan Temperatur Keluaran Gas Buang	45
4.1.1	Pembakaran HFO sesuai Udara Stokiometri	45
4.1.2	Pembakaran Aktual HFO dengan Udara Basah	47
4.1.3	Reaksi Pembentukan SO ₃	48
4.1.4	<i>Acid Dew-point Temperature</i> dan <i>Water Dew-point Temperature</i>	49
4.2	Potensi Termal <i>Waste Heat</i>	50
4.2.1	Potensi Termal Gas Buang	50
4.2.2	Potensi Termal <i>Jacket Water</i>	51
4.3	<i>Heat Balance</i> Pemodelan Sistem WHR	51

4.4 Perbandingan Performa Sistem WHR pada Setiap Fluida Kerja.....	55
4.4.1 Daya Generator	55
4.4.2 Daya Pompa dan Massa Alir Fluida Kerja	59
4.4.3 Daya Neto.....	61
4.4.4 <i>Back Work Ratio</i>	62
4.4.5 Efisiensi Sistem WHR.....	64
4.5 Pendinginan Eksternal <i>Jacket Water</i>	65
4.6 Potensi Pengurangan Bahan Bakar HFO dan Emisi CO ₂ Diesel Generator.....	67
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	71
5.1 Kesimpulan	71
5.2 Saran	72
DAFTAR PUSTAKA.....	73
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Heat balance for large-bore MAN B&W engine..</i>	6
Gambar 2.2 ORC Ideal sederhana	7
Gambar 2.3 ORC dengan <i>regenerator</i> ideal.....	11
Gambar 2.4 <i>Subcritical regeneratif cycle</i> menggunakan pentana	12
Gambar 2.5 <i>Supercritical regeneratif cycle</i> menggunakan R134a	13
Gambar 2.6 Tiga jenis fluida kerja pada ORC	14
Gambar 2.7 Fraksi massa komponen penyusun gas buang mesin diesel.....	19
Gambar 2.8 Langkah Pemodelan pada <i>Thermoflex</i>	22
Gambar 2.9 Hasil penelitian Girgin dan Ezgi	26
Gambar 2.10 Skema ORC oleh Shu dkk	27
Gambar 2.11 Hasil penelitian Shu dkk.....	29
Gambar 2.12 Sistem CHP dengan fluida kerja R245fa	30
Gambar 2.13 <i>Surplus/shortage of exhaust gas energy and supplemental HFO at full electrical power</i>	32
Gambar 3.1 Skema pemodelan sistem WHR	39
Gambar 4.1 Daya generator terhadap beban mesin utama kapal	56
Gambar 4.2 T-s diagram pemodelan	58
Gambar 4.3 Daya pompa terhadap beban mesin utama kapal.....	60
Gambar 4.4 Massa alir fluida kerja terhadap beban mesin utama kapal	61
Gambar 4.5 Daya neto terhadap beban mesin utama kapal.....	62
Gambar 4.6 <i>Back work ratio</i> terhadap jenis fluida kerja dalam pemodelan sistem WHR.....	63

Gambar 4.7 Efisiensi terhadap jenis fluida kerja dalam pemodelan sistem WHR..... 64

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi diesel generator penelitian Girgin dan Ezgi	24
Tabel 2.2 Kriteria pemodelan ORC penelitian Girgin dan Ezgi..	25
Tabel 2.3 Tingkat keadaan gas buang penelitian Shu dkk	27
Tabel 2.4 Kriteria pada pemodelan ORC penelitian Shu dkk	28
Tabel 2.5 Kriteria pada pemodelan CHP penelitian Grljusic dkk	31
Tabel 2.6 Tingkat keadaan <i>waste heat</i> penelitian Grljusic dkk...	32
Tabel 3.1 Spesifikasi mesin utama dan tingkat keadaan <i>waste heat</i>	35
Tabel 3.2 Spesifikasi bahan bakar HFO mesin utama.....	36
Tabel 3.3 Sifat fisik fluida kerja berdasarkan <i>software</i> REFPROP 9.0.....	37
Tabel 3.4 Aspek keamanan dan lingkungan fluida kerja	37
Tabel 3.5 Ringkasan kebutuhan daya listrik kapal	38
Tabel 3.6 Konsumsi bahan bakar diesel generator kapasitas 350 kW	38
Tabel 3.7 Indeks emisi CO ₂ bahan bakar diesel generator pada kapal.....	39
Tabel 3.8 Parameter tetap dalam pemodelan.....	40
Tabel 3.9 Parameter bebas dalam pemodelan	41
Tabel 3.10 Parameter pemodelan terhadap fluida kerja	41
Tabel 4.1 Parameter perhitungan <i>acid dew-point temperature</i> ...	49
Tabel 4.2 <i>Acid and water dew-point temperature</i>	50
Tabel 4.3 Potensi termal gas buang pada setiap beban mesin utama	51
Tabel 4.4 Potensi termal <i>jacket water</i> sesuai batasan desain	51
Tabel 4.5 Perbandingan hasil perhitungan EES dan <i>Thermoflex</i>	55
Tabel 4.6 Temperatur keluaran <i>jacket water</i> setelah komponen <i>preheater</i> pada pemodelan sistem WHR.....	65
Tabel 4.7 Beban pendinginan eksternal <i>jacket water</i> berdasarkan jenis fluida kerja	66
Tabel 4.8 Perbandingan kebutuhan daya listrik kapal terhadap daya listrik neto sistem WHR dengan fluida kerja R141b.....	68

Tabel 4.9 Potensi penghematan HFO bahan bakar dan pengurangan emisi CO₂ diesel generator.....69

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada tahun 2012 emisi yang dihasilkan oleh transportasi laut internasional diperkirakan mencapai 949 juta ton CO₂ dan 972 juta ton CO₂e (CO₂ ekuivalen) gas rumah kaca (GRK) yang meliputi CH₄ dan N₂O. Sepanjang tahun 2007-2012, emisi CO₂ dari transportasi laut internasional diperkirakan mencapai 740-795 juta ton per tahun apabila disandingkan dengan konsumsi bahan bakarnya yang berkisar 250-325 juta ton. Secara global transportasi laut internasional berkontribusi terhadap 2,2% emisi CO₂ dan 2,1% emisi CO₂e GRK [1].

Peningkatan konsentrasi GRK merupakan salah satu penyebab terjadinya fenomena pemanasan global dan perubahan iklim yang menjadi perhatian penuh dunia internasional. Perubahan iklim sangat berdampak khususnya bagi Indonesia meliputi kenaikan curah hujan, kenaikan permukaan air laut, hingga produktivitas pertanian. Komitmen untuk menurunkan emisi GRK telah dilaksanakan sejak *World Summit* yang diadakan Perserikatan Bangsa-Bangsa (PBB) di Rio de Janeiro tahun 1992. *World Summit* tersebut menghasilkan konvensi untuk perubahan iklim yang disebut *United Nation Framework Convention on Climate Change* (UNFCCC) [2]. Pada sektor maritim, komitmen untuk menurunkan emisi menghasilkan peraturan *Energy Efficiency Design Index* (EEDI) dan *Ship Energy Efficiency Management Plan* (SEEMP) oleh *International Maritime Organization* (IMO) yang bertujuan untuk mengoptimalkan penggunaan bahan bakar dan meningkatkan efisiensi keseluruhan kapal [3].

Mesin utama pada kapal umumnya menggunakan mesin diesel dua-tak berkecepatan rendah yang dilengkapi dengan *turbocharger*. Mesin tersebut menggunakan bahan bakar kualitas rendah dan dapat mencapai efisiensi hingga 50%. Dibandingkan dengan mesin transportasi lain, mesin utama pada kapal tergolong

sangat efisien namun pengurangan konsumsi bahan bakar dan emisi CO₂ masih menjadi tujuan utama industri pengembang. Peningkatan efisiensi mesin utama kapal dengan meningkatkan tekanan pada silinder tidak memberikan hasil yang signifikan sehingga pengurangan emisi dengan cara ini sudah tidak sesuai lagi diterapkan [4]

Sebagian besar *waste heat* pada mesin utama kapal terbawa oleh gas buang setelah *turbocharger*. Temperatur gas buang tersebut relatif rendah namun masih memiliki potensi untuk dimanfaatkan [4]. MAN Diesel & Turbo menyatakan bahwa energi listrik dapat dibangkitkan hingga 11% dari daya mesin utama kapal memanfaatkan gas buang melalui sistem *Waste Heat Recovery* (WHR) [5]. Ibrahim Girgin dan Cüneyt Ezgi memodelkan *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan 7 (tujuh) variasi fluida kerja yang memanfaatkan gas buang dari 1000 kW diesel generator. Pada fluida kerja toluena diperoleh efisiensi ORC sebesar 32% pada pemodelan tersebut. Pemodelan menghemat 25.000 liter bahan bakar diesel dan mengurangi 67,2 ton emisi CO₂ pada 1000 jam operasi [3].

Organic Rankine Cycle (ORC) mengaplikasikan prinsip *Rankine cycle* menggunakan fluida organik yang memiliki titik didih rendah untuk memperoleh kerja dari sumber panas bertemperatur rendah. *Rankine cycle* konvensional yang memanfaatkan air sebagai fluida kerja tidak memungkinkan untuk memperoleh kerja yang efisien pada sumber panas di bawah temperatur 370°C. Siklus uap rankine dengan fluida kerja air membutuhkan pemanasan lanjut atau *superheating* untuk mencegah terjadinya kondensasi selama proses ekspansi. Kualitas air pada *Rankine cycle* juga harus dijaga untuk menjaga peralatan dari karat. Pada *evaporator* diperlukan tekanan tinggi agar dapat memperoleh efisiensi siklus yang memadai. Berbeda dengan *Rankine cycle*, ORC memiliki karakteristik berupa struktur yang lebih sederhana, kemudahan dalam perawatan dan keandalan yang tinggi [3].

Pada tugas akhir ini akan dirancang sistem WHR yang memanfaatkan gas buang dan *water jacket* mesin utama kapal tanker MT Kakap Pertamina dengan prinsip ORC yang menggunakan variasi fluida kerja *refrigerant* berupa R123, R141b, R1245ca, dan R365mfc. Analisis termodinamika dilakukan untuk membandingkan performa masing-masing fluida kerja pada variasi beban mesin utama yaitu beban diam, 10% beban, 25% beban, 50% beban, 75% beban, 85% beban, dan 100% beban. Energi listrik yang dihasilkan diharapkan dapat mengurangi konsumsi bahan bakar *high fuel oil* (HFO) dan emisi CO₂ dari diesel generator.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas pada tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana mendesain sistem WHR dengan menggunakan perangkat lunak *Thermoflex*.
2. Bagaimana pengaruh variasi fluida kerja (R123, R141b, R1245ca, dan R365mfc) terhadap performa sistem WHR.
3. Bagaimana pengaruh variasi beban mesin utama kapal MT Kakap Pertamina terhadap performa sistem.
4. Bagaimana pengaruh sistem WHR terhadap konsumsi bahan bakar HFO dan emisi CO₂ diesel generator.

1.3 Batasan Masalah

Tugas akhir ini menggunakan analisis termodinamika berdasarkan keseimbangan energi dan massa ORC dengan variabel dan asumsi sebagai berikut:

1. Sistem dalam kondisi tunak (*steady state*).
2. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
3. Temperatur kondensasi fluida kerja pada *condenser* diatur 40°C.
4. Kondisi fluida kerja masuk *expander* diatur pada temperatur 222°C dan tekanan 47,1 bar.
5. Properti air laut sebagai fluida pendingin *condenser* menggunakan pendekatan properti air.

6. *Heat loss* dan *pressure drop* pada perpipaan dan alat penukar panas diabaikan.
7. Kebocoran pada sistem diasumsikan tidak ada.
8. Penelitian ini tidak melibatkan analisis ekonomi, metalurgi, dan manufaktur.
9. Analisis termodinamika berdasarkan simulasi yang menggunakan perangkat lunak *Thermoflex 21*.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mendapatkan desain sistem WHR dengan menggunakan perangkat lunak *Thermoflex*.
2. Mengetahui pengaruh variasi fluida kerja (R123, R141b, R1245ca, dan R365mfc) terhadap performa sistem WHR.
3. Mengetahui pengaruh variasi beban mesin utama kapal MT Kakap Pertamina terhadap performa sistem.
4. Mengetahui pengaruh sistem WHR terhadap konsumsi bahan bakar HFO dan emisi CO₂ diesel generator.

1.5 Manfaat

Melalui penelitian ini diharapkan diperoleh manfaat sebagai berikut:

1. Manambah khazanah tentang sistem WHR memanfaatkan gas buang dan *water jacket* kapal dengan prinsip ORC.
2. Mengembangkan sistem WHR pada kapal yang ramah lingkungan.
3. Mengoptimalkan sistem WHR dengan menggunakan fluida kerja yang tepat.
4. Meningkatkan efisiensi keseluruhan kapal untuk menghemat konsumsi bahan bakar dan menurunkan emisi CO₂.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem *Waste Heat Recovery* (WHR) pada Kapal

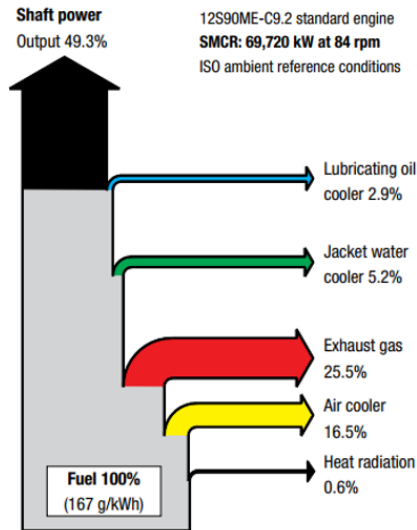
Sumber panas pada kendaraan khususnya kapal berbeda dengan sumber panas pada industri yang lebih stabil. Selain sumber panas, pada kapal terdapat keterbatasan ruang untuk implementasi sistem WHR. Supaya sistem WHR pada kapal dapat memenuhi kelayakan dari segi teknik, sistem tersebut harus dibuat sesederhana mungkin dan memaksimalkan komponen yang telah ada untuk mengurangi biaya, berat, dan kompleksitas. Pertimbangan lain dalam sistem WHR pada kapal meliputi dua sumber panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan kerja sesuai dengan hukum kedua termodinamika [6].

2.1.1 *Waste Heat* Mesin Diesel Kapal

Mesin utama pada kapal umumnya menggunakan mesin diesel dua-tak berkecepatan rendah yang dilengkapi dengan *turbocharger* dan menggunakan bahan bakar kualitas rendah [4]. Terdapat beberapa jenis *waste heat* pada mesin diesel kapal yang dapat diidentifikasi berdasarkan asalnya meliputi [7]:

1. *Waste heat* dari gas buang hasil pembakaran
2. *Waste heat* yang dihasilkan dari proses pendinginan untuk melindungi lapisan metal seperti *cylinder cooling*, *piston cooling*, *cooling of turbocharger turbine housings*, dan *oil cooling of bearings*
3. *Waste heat* dari proses *intercooling* (jika ada) yang bertujuan meningkatkan daya mesin dan efisiensi
4. *Waste heat* yang diemisikan permukaan mesin ke lingkungan melalui radiasi dan konveksi

Pada Gambar 2.1 dapat dilihat contoh *heat balance* mesin diesel kapal dalam bentuk sankey diagram.



Gambar 2.1 Heat balance for large-bore MAN B&W engine [5]

Waste heat yang dihasilkan pada mesin diesel sangat bergantung pada tipe dan ukuran mesin tersebut. Gas buang yang dihasilkan mesin diesel memiliki temperatur antara 300-500°C. Temperatur keluaran air pada pendinginan mesin, *lubricating oil*, dan *high temperature intercooler* berkisar antara 75-90° C sedangkan temperatur keluaran air dari *low temperature intercooler* berkisar antara 30-40° C [7].

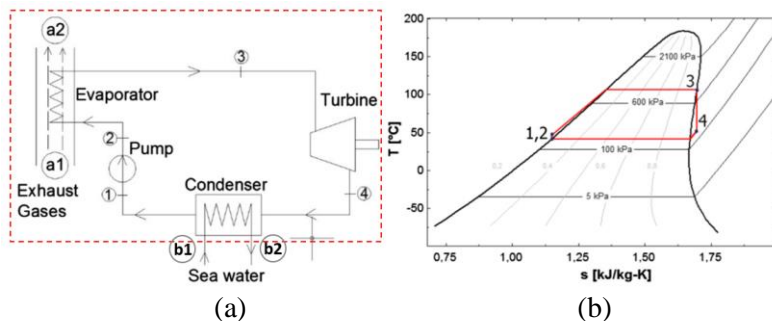
2.1.2 Pilihan dalam *Waste Heat Recovery*

Terdapat dua jenis hasil yang diharapkan dalam WHR yaitu memulihkan energi mekanik dan memulihkan energi termal. Konversi *waste heat* menjadi energi mekanik dapat dilakukan dengan dua cara yaitu dengan *turbocompounding* dan *steam plant* sedangkan konversi *waste heat* menjadi energi termal biasanya dimanfaatkan dalam *process heat* dan *cogeneration*. *Process heat* meliputi memproses air laut menjadi air tawar atau untuk menghangatkan kabin pekerja. Kombinasi WHR untuk

memulihkan energi mekanik dan energi termal yang biasa disebut *combined heat and power* (CHP) juga dapat pula diterapkan.

2.2 Organic Rankine Cycle (ORC)

Organic Rankine cycle (ORC) mengaplikasikan prinsip *Rankine cycle* dengan menggunakan fluida organik yang memiliki titik didih rendah dan panas dari sumber panas bertemperatur rendah. Terdapat empat komponen utama dalam proses ideal ORC yaitu: 1) *evaporator* 2) *expander* 3) *condenser*, dan 4) pompa [8]. Skema ideal ORC sederhana dan diagram T-snya yang memanfaatkan *waste heat* dari gas buang dan air laut sebagai pendingin pada *condenser* dapat dilihat pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2 ORC Ideal sederhana (a) Skema (b) Diagram T-s [3]

Evaporator berfungsi memindahkan panas dari *waste heat* yang dapat berupa panas matahari, panas dari gas buang, dan panas *geothermal* pada fluida kerja. Fluida kerja yang dipanaskan pada *evaporator* akan mengalami perubahan fase dari *compressed liquid* menjadi *saturated vapor* atau hingga menjadi *superheat vapor* (proses 2-3). Setelah *evaporator*, fluida kerja yang bertekanan tinggi diekspansikan pada *expander* (proses 3-4) dan menghasilkan kerja yang dikonversikan oleh generator menjadi daya listrik. Pada *condenser*, fluida kerja diubah fasenya menjadi *saturated liquid* dengan melepaskan sebagian panas ke lingkungan (proses 4-1). Fluida kerja dengan fase *saturated liquid* kemudian

dipompa kembali menuju *evaporator* (proses 1-2) untuk menyerap *waste heat*.

2.2.1 Analisis Balans Energi pada ORC

Seluruh komponen dalam kontrol volume sistem ORC seperti pada Gambar 2.1 dianggap dalam keadaan *steady*. Persamaan balans energi per satuan waktu kontrol volume sesuai dengan hukum termodinamika I pada keadaan *steady* adalah sebagai berikut [9]:

$$\begin{aligned} \frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) \\ - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) = 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Karena perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan maka persamaan menjadi:

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_e \dot{m}_e h_e = 0 \quad (2.2)$$

Waste heat per satuan waktu dari gas buang yang diterima fluida kerja pada *evaporator* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{H1} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_2) \quad (2.3)$$

Kerja per satuan waktu yang dihasilkan *expander* adalah:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4) \quad (2.4)$$

Apabila terdapat *irreversibilities* dan *losses* maka efisiensi isentropik pada *expander* adalah:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{Ts}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.5)$$

Panas per satuan waktu yang dibuang ke lingkungan melalui *condenser* adalah:

$$\dot{Q}_{C1} = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_1) \quad (2.6)$$

Pada sisi air laut sebagai pendingin, apabila *condenser* dianggap ideal maka panas per satuan waktu yang dibuang ke lingkungan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{C2} = \dot{m}_{sw}(h_{b2} - h_{b1}) \quad (2.7)$$

Kerja per satuan waktu yang dilakukan pompa adalah:

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1) \quad (2.8)$$

Apabila terdapat *irreversibilities* dan *losses* maka efisiensi isentropik pada pompa adalah:

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_{Ps}}{\dot{W}_P} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

Kerja neto per satuan waktu yang dihasilkan sistem ORC adalah:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P = \dot{Q}_H - \dot{Q}_C \quad (2.10)$$

Efisiensi termal dari sistem ORC adalah:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_H} \quad (2.11)$$

Daya termal yang diserap dari gas buang oleh fluida kerja sistem ORC adalah:

$$\dot{Q}_{H2} = \dot{m}_{eg}(h_{a1} - h_{a2}) \quad (2.12)$$

Daya termal yang diserap dari gas buang setara dengan yang diterima fluida kerja pada *evaporator* ideal sehingga daya neto dari sistem ORC dapat dituliskan sebagai berikut:

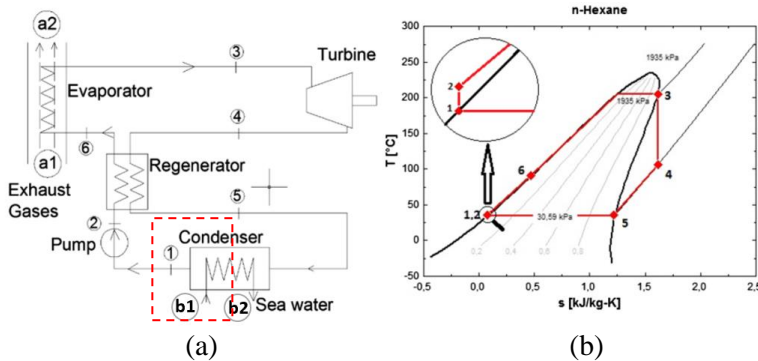
$$\dot{W}_{net} = \eta_{th} \dot{Q}_{eg} \quad (2.13)$$

Parameter lain yang dapat mendeskripsikan performa sistem ORC adalah *back work ratio* (bwr). *Back work ratio* didefinisikan sebagai rasio antara kerja pompa terhadap kerja dihasilkan oleh *expander* yang dapat dituliskan sebagai berikut:

$$bwr = \frac{\dot{W}_P}{\dot{W}_T} \quad (2.14)$$

2.2.2 Sistem ORC dengan *Regenerator*

Apabila sumber panas memiliki temperatur tinggi dengan fluida kerja yang kompleks, proses ekspansi pada *expander* akan menghasilkan penurunan temperatur yang rendah sehingga masih terdapat energi termal yang cukup tinggi pada keluaran *expander*. *Regenerator* atau *recuperator* diperlukan untuk memanaskan fluida kerja setelah terkondensasi pada *condenser* dengan memanfaatkan energi termal dari proses *desuperheating* keluaran *expander*. Tanpa *regenerator*, energi termal dari proses *desuperheating* akan dibuang ke lingkungan melalui *condenser* [8]. Skema ORC dengan *regenerator* dapat dilihat pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 ORC dengan *regenerator* ideal (a) Skema (b) Diagram T-s [3]

Perubahan *enthalpy* dari proses 4-5 setara dengan perubahan *enthalpy* dari proses 2-6 pada ORC dengan *regenerator* ideal. Dengan asumsi bahwa tidak ada panas yang hilang ke lingkungan, maka pada *regenerator* ideal dapat dituliskan persamaan berikut [9]:

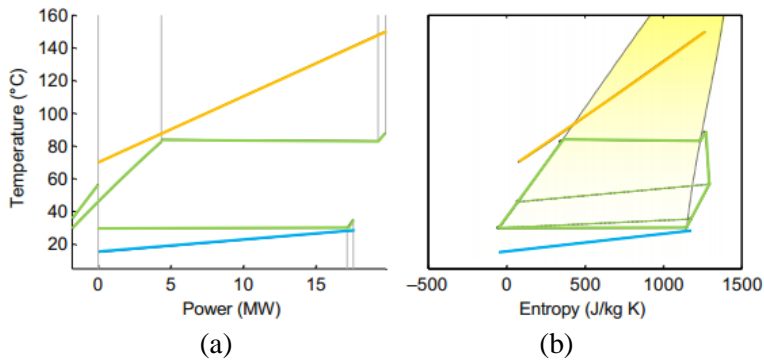
$$h_6 - h_2 = h_4 - h_5 \quad (2.15)$$

2.2.3 Subcritical Cycles

Fluida kerja pada *subcritical cycle* memiliki tekanan maksimal yang lebih rendah dari tekanan kritis fluida kerja tersebut. Pada fluida kerja dengan susunan senyawa murni, fluida kerja akan mengalami evaporasi *isothermal* sedangkan fluida kerja campuran akan mengalami evaporasi dengan kenaikan temperatur. *Subcritical cycle* merupakan konfigurasi yang paling umum digunakan pada *geothermal binary plant* dengan *brine* bertemperatur rendah, pembakaran biomassa, sistem WHR, dan *cogeneration*. Salah satu contoh *subcritical regeneratif cycle* dengan fluida kerja pentana dapat dilihat pada Gambar 2.4 [8].

Apabila fluida kerja memiliki temperatur kritis lebih tinggi dibandingkan temperatur maksimal sumber panas, proses *superheating* umumnya akan merugikan karena memiliki dampak

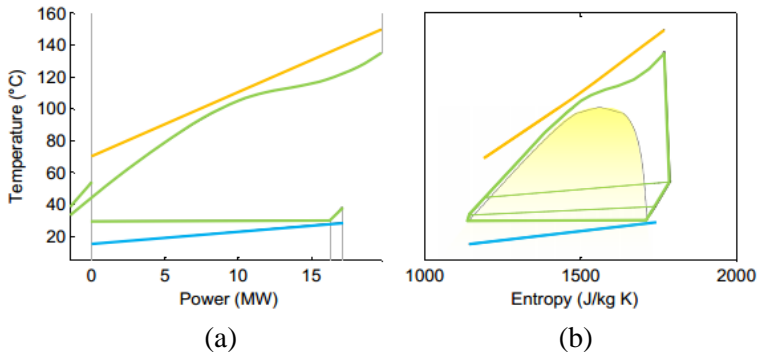
berupa pengurangan massa alir fluida kerja dan produksi daya. Namun apabila fluida kerja yang digunakan memiliki temperatur kritis lebih rendah dibandingkan sumber panas, proses *superheating* sangat direkomendasikan untuk meningkatkan temperatur rata-rata pada proses di *evaporator* dengan memanfaatkan potensi sumber panas secara optimal. Secara umum fluida kerja dengan temperatur kritis yang tinggi lebih banyak menjadi pilihan. Fluida dengan temperatur kritis rendah biasanya digunakan apabila terdapat kebutuhan untuk menjaga tekanan kondensasi lebih tinggi dibandingkan tekanan lingkungan [8].



Gambar 2.4 Subcritical regeneratif cycle menggunakan pentana
 (a) T-Q diagram (b) T-s diagram [8]

2.2.4 Supercritical Cycles

Supercritical atau *transcritical* cycle adalah siklus dengan tekanan maksimum lebih dari tekanan kritis fluida kerja. Fluida kerja dipanaskan dari *subcooled liquid* menjadi *saperheated vapor* dengan transisi singkat di atas *critical point*. Perubahan fase terjadi secara berangsur-angsur dan sifat fisik dan termodinamika berubah selama proses pemanasan. *Supercritical cycle* dapat memperoleh efisiensi lebih tinggi dibandingkan *subcritical cycle* jika sumber panas mencukupi. Salah satu contoh *supercritical regeneratif cycle* dengan fluida kerja R134a dapat dilihat pada Gambar 2.4 [8].



Gambar 2.5 *Supercritical regeneratif cycle* menggunakan R134a
 (a) T-Q diagram (b) T-s diagram [8]

Meskipun efisiensi yang lebih tinggi dapat diperoleh pada *supercritical cycle*, siklus tersebut secara umum memiliki tekanan yang lebih tinggi dibandingkan *subcritical cycles*. *Multistage centrifugal pump* biasanya digunakan untuk memperoleh tekanan yang tinggi. Efisiensi dari pompa tersebut harus diperhitungkan dengan baik karena konsumsi dayanya yang sangat tinggi bahkan hingga 30% *gross power production* [8].

2.2.5 Fluida Kerja ORC

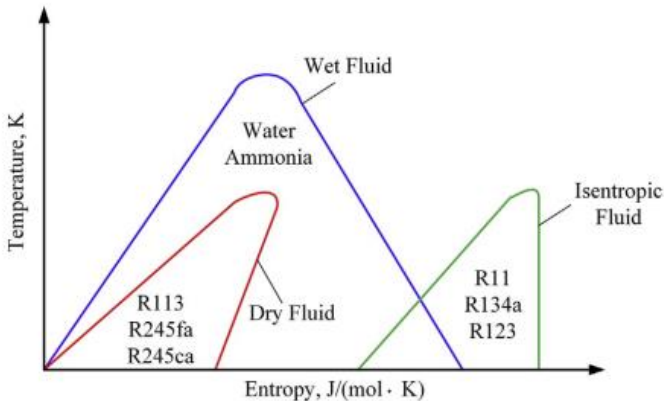
Beberapa pertimbangan yang harus diperhatikan dalam pemilihan fluida kerja ORC meliputi stabilitas termal fluida kerja, sifat termodinamika fluida kerja, serta aspek keamanan fluida kerja, dan aspek lingkungan fluida kerja.

- **Stabilitas Termal dan Sifat Termodinamika**

Stabilitas termal suatu fluida kerja adalah ketahanan termal atau kemampuan fluida tersebut mempertahankan propertinya dari pemanasan. Semakin tinggi stabilitas termal suatu fluida kerja, semakin tinggi maksimum temperatur fluida kerja tersebut untuk digunakan. Pada temperatur tertentu, fluida kerja dapat mengalami degradasi termal. Degradasi termal dari suatu fluida akan mengakibatkan rusaknya ikatan molekulnya dan menghasilkan produk dengan titik didih yang lebih rendah ataupun lebih tinggi.

Berdasarkan aspek termodinamika, fluida kerja yang sesuai digunakan dalam ORC harus memiliki kriteria sebagai berikut [8]:

- Parameter kritis yang sesuai (temperatur dan tekanan) dengan aplikasinya. Pada *subcritical cycle*, temperatur kritis T_{crit} harus cukup tinggi agar dapat terjadi evaporasi pada temperatur yang sesuai namun juga harus cukup rendah sehingga tekanan kondensasi masih lebih tinggi dari tekanan atmosfer.
- Kompleksitas molekul yang sesuai (jumlah atom dalam setiap molekul) dengan aplikasinya. Jumlah atom setiap molekul akan memberikan pengaruh pada bentuk *Andrew curve*. Berdasarkan bentuk gradien uap jenuh pada T-s diagram, gradien dapat berbentuk negatif, vertikal, dan positif dimana fluida yang memiliki karakteristik tersebut secara berurutan disebut dengan fluida basah, isentropik, dan kering [6]. Pada Gambar 2.6 ditunjukkan *Andrew curve* beberapa fluida dalam T-s diagram.



Gambar 2.6 Tiga jenis fluida kerja pada ORC [6]

- Massa melekul yang besar akan memberikan keuntungan dimana besar massa molekul memiliki hubungan yang proporsional terhadap *enthalpy drop* pada *expander* [8]. Fluida dengan massa molekul yang besar tidak

membutuhkan *stage* yang banyak pada *expander*. Namun massa molekul yang besar akan memberikan kerugian pada koefisien perpindahan panas sehingga ukuran dan biaya alat penukar panas akan meningkat dibandingkan fluida dengan massa molekul yang rendah.

- **Aspek Keamanan dan Lingkungan**

Terdapat dua hal yang dipertimbangkan dalam pemilihan fluida kerja dari aspek keamanan yaitu tidak mudah terbakar dan tidak beracun. Senyawa *hydrocarbon* merupakan fluida kerja yang mudah terbakar namun fluida ini masih sering dimanfaatkan meskipun dalam aplikasinya membutuhkan tambahan komponen seperti *indirect heating* sehingga meningkatkan biaya investasi dan ruang [8]. Hingga saat ini masih sulit menemukan fluida yang dapat memenuhi seluruh kriteria ideal fluida kerja ORC sehingga diperlukan pertimbangan dari berbagai aspek.

Berdasarkan aspek lingkungan, *ozone depleting potential* (ODP) dan *global warming potential* (GWP) merupakan pertimbangan dari pemilihan fluida kerja ORC berdasarkan kebijakan yang berlaku di industri. ODP didefinisikan sebagai rasio global kerusakan ozon karena senyawa tertentu terhadap kerusakan ozon akibat senyawa R11 pada jumlah massa yang sama [8]. GWP membandingkan sejumlah panas yang terperangkap dalam sejumlah massa gas tertentu yang dibandingkan dengan sejumlah panas yang terperangkap dalam sejumlah massa CO₂ yang sama [8].

2.3 Analisis Gas Buang Mesin Diesel Kapal

2.3.1 Analisis Campuran Gas Ideal

Komposisi campuran dua atau lebih gas ideal seperti gas buang pada suatu kontrol volume dapat dideskripsikan berdasarkan massa dan jumlah mol dari setiap komponen penyusunnya. Hubungan massa m_i , jumlah mol n_i , dan berat molekul M_i

komponen penyusun campuran gas ideal dapat dituliskan dengan persamaan berikut:

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad (2.16)$$

Jumlah total massa m dari suatu campuran gas ideal adalah:

$$m = \sum_{i=1}^j m_i \quad (2.17)$$

Jumlah relatif suatu komponen penyusun campuran gas ideal dapat deskripsikan sebagai fraksi massa. Fraksi massa mf_i dari komponen i dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$mf_i = \frac{mf_i}{m} \quad (2.18)$$

Jumlah total mol dalam campuran gas ideal n adalah jumlah mol dari setiap komponen penyusunnya:

$$n = \sum_{i=1}^j n_i \quad (2.19)$$

Jumlah relatif suatu komponen penyusun campuran gas ideal juga dapat deskripsikan sebagai fraksi mol. Fraksi mol y_i dari komponen i dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad (2.20)$$

Pada gas ideal terdapat persamaan yang menjelaskan hubungan tekanan p , volume V , temperatur T , dan jumlah mol n . Persamaan tersebut adalah sebagai berikut:

$$p = \frac{nRT}{V} \quad (2.21)$$

Analisis pada campuran gas ideal menggunakan dalton model yang mengasumsikan bahwa setiap komponen penyusun campuran gas ideal memiliki sifat yang independen terhadap T dan V campuran. Sifat independen komponen penyusun gas ideal meliputi tekanan parsial komponen p_i dan *enthalpy* komponen h_i . Hubungan p_i dan h_i terhadap p dan h campuran dijelaskan dalam persamaan berikut:

$$p_i = y_i p \quad (2.22)$$

$$p = \sum_{i=1}^j p_i \quad (2.23)$$

$$h = \sum_{i=1}^j y_i h_i \quad (2.24)$$

2.3.2 Analisis Campuran Udara dan Uap Air

Jumlah uap air pada udara dapat didefinisikan dengan beberapa cara. *Humidity ratio* ω adalah perbandingan massa uap air terhadap udara kering yang dapat dijelaskan pada persamaan berikut [9].

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (2.25)$$

Jumlah uap air yang ditampung udara m_v relatif terhadap jumlah maksimum uap air yang dapat ditampung udara m_g disebut dengan *relatif humidity* ϕ dan dapat dituliskan sebagai berikut [9]:

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.26)$$

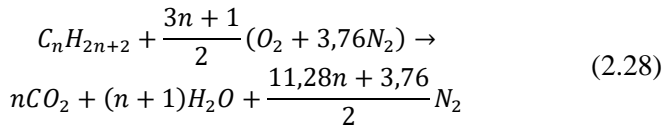
Hubungan *humidity ratio* ω dan *relatif humidity* ϕ adalah:

$$\omega = 0,622 \frac{\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (2.27)$$

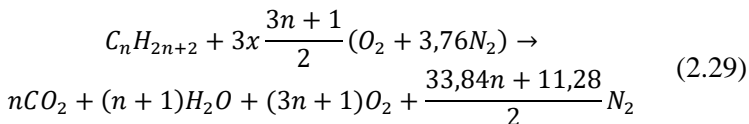
Kondisi udara di Indonesia dapat dibagi menjadi dua berdasarkan lokasi yaitu dataran rendah atau pantai dan dataran tinggi. Dataran rendah memiliki temperatur rata-rata 28 °C dengan *relatif humidity* sekitar 78% sedangkan dataran tinggi memiliki temperatur rata-rata 24 °C dengan *relatif humidity* sekitar 82% [10].

2.3.3 Analisis Pembakaran Mesin Diesel

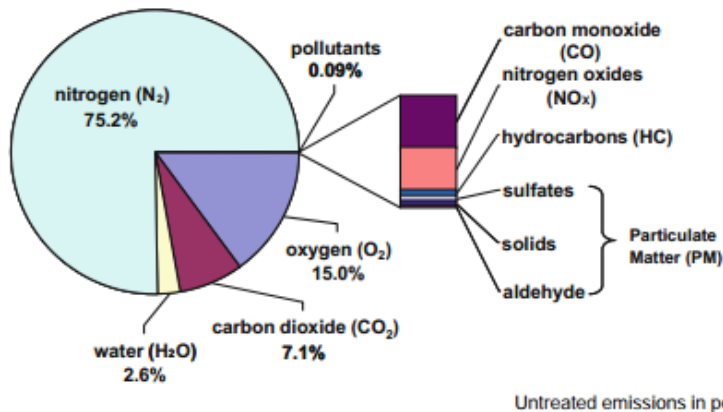
Mesin diesel kapal umumnya menggunakan bahan bakar minyak kualitas rendah yang disebut *high fuel oil* (HFO). HFO merupakan campuran residu hasil distilasi minyak mentah. Komposisi HFO meliputi ikatan *hydrocarbon* kompleks yang masih tersisa setelah proses distilasi. Pembakaran stokiometri *hydrocarbon* dengan udara kering pada mesin diesel akan menghasilkan reaksi sebagai berikut:



Persamaan kesetimbangan molar untuk pembakaran sempurna mesin diesel dengan udara adalah [7]:



Penyederhaan dapat dilakukan untuk penghitung proses pembakaran bahan bakar diesel dengan memodelkan bahan bakar diesel sebagai senyawa *dodecane* ($C_{12}H_{26}$) [9]. Apabila udara basah digunakan untuk pembakaran bahan bakar maka kandungan uap air (H_2O) pada udara basah tidak akan ikut bereaksi dan hanya akan menjadi H_2O tambahan dari produk pembakaran [11]. Kenyataannya emisi sebenarnya pada pembakaran mesin diesel akan menghasilkan 0,09% polutan yang ditunjukkan pada Gambar 2.7.



Gambar 2.7 Fraksi massa komponen penyusun gas buang mesin diesel [7]

2.3.4 Analisis *Acid Dew-point Temperature*

Bahan bakar HFO memiliki kandungan belerang (S) yang pada proses pembakaran akan menghasilkan SO_2 . Sekitar satu hingga enam persen massa senyawa SO_2 yang terbentuk akan teroksidasi oleh O_2 sisa pembakaran menjadi SO_3 [12]. Senyawa SO_3 dan uap air (H_2O) pada gas buang akan membentuk *sulfuric acid vapor* (H_2SO_4) dimana temperatur kondensasi H_2SO_4 pada gas buang disebut *acid dew-point temperature*. Kondensasi dari H_2SO_4

dapat menyebabkan korosi pada peralatan sehingga temperatur gas buang harus dijaga di atas *acid dew-point temperature*.

Acid dew-point temperature t_{ad} dapat diperoleh oleh persamaan A. G. Okkes yang menjelaskan hubungan t_{ad} ($^{\circ}\text{C}$), tekanan parsial H_2O $P_{\text{H}_2\text{O}}$ (Pa) dan tekanan parsial SO_3 P_{SO_3} (Pa). Persamaan A. G. Okkes adalah [13]:

$$t_{ad} = 10,8809 + 27,6 \log(P_{\text{H}_2\text{O}}) + 10,83 \log(P_{\text{SO}_3}) + 1,06(\log(P_{\text{SO}_3}) + 2,9943)^{2,19} \quad (2.30)$$

Terbentuknya H_2SO_4 juga akan sangat mudah terjadi apabila kandungan H_2O pada gas buang yang mengandung senyawa belerang terkondensasi [14]. Sebagai pertimbangan dalam pemanfaatan *waste heat* gas buang maka perlu dibuat perbandingan antara *acid dew-point temperature* t_{ad} dan *water dew-point temperature* t_{wd} .

2.4 Expanders

Expander merupakan komponen utama dalam ORC. Tipe dari sebuah *expander* bergantung dari ukuran ORC *plant* dan properti fluida kerja yang digunakan. Terdapat dua jenis *expander* yaitu: (1) *turbomachines* dan (2) *volumetric* atau *displacement devices* [8].

2.4.1 Turbomachines

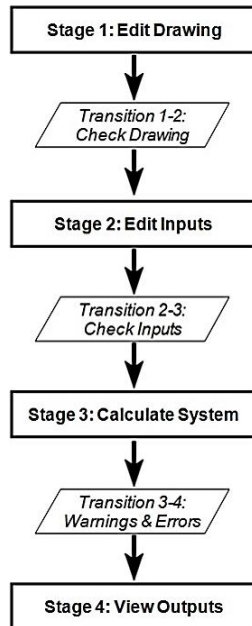
Turbomachine expander tersusun atas beberapa *stage*. Pada setiap *stage* terdapat rotor dan stator. Pada stator fluida akan berakselerasi dan diarahkan sesuai bentuk saluran lalu fluida akan melalui rotor dimana fluida diekspansikan dan menghasilkan momentum yang diterima oleh *turbine blades*. *Turbomachine expander* umumnya digunakan pada pembangkit berkapasitas medium hingga besar dengan daya keluaran berkisar antara 100 kW hingga 15 MW [8].

2.4.2 *Volumetric Expanders*

Apabila daya keluaran ORC di bawah 100 kW, penggunaan *volumetric expander* akan lebih menguntungkan dibandingkan dengan *turbomachine expander*. Pada *volumetric expander*, sejumlah fluida akan ditangkap selama rotasi yang kemudian diekspansikan lalu dibuang. *Volumetric expander* dengan konfigurasi tipe *scroll* dan *screw* banyak digunakan pada eksperimen dan peralatan komersial. *Volumetric expander* dapat digunakan untuk mengekspansikan fluida dua fase dengan tingkat erosi yang lebih rendah dibandingkan dengan *turbomachine expander*. Keterbatasan dari penggunaan *volumetric expander* meliputi rasio tekanan ekspansi yang rendah, rasio volume ekspansi, dan efisiensi yang rendah [8]. Pada penelitian, efisiensi maksimum dari *volumetric expander* hanya mencapai sekitar 50% [6].

2.5 Perangkat Lunak *Thermoflex*

Thermoflex adalah program berupa perangkat lunak yang digunakan untuk memodelkan berbagai jenis sistem termal terutama *power generation* dan *cogeneration*. Program ini merupakan bagian dari perangkat lunak *Thermoflow* yang dikembangkan oleh Dr. Maher Elmasri sejak tahun 1987. Program ini memiliki *database* dari berbagai komponen dan properti fluida sehingga pengguna dapat memodelkan *power plants*, *coal-gasification systems*, *desalination*, *refrigeration*, dan sistem termal lainnya [15].



Gambar 2.8 Langkah Pemodelan pada *Thermoflex* [15]

Gambar 2.8 menunjukkan empat tahapan dalam pemodelan pada *Thermoflex* dengan transisi diantara setiap tahapan. Penjelasan mengenai seluruh tahapan pemodelan adalah sebagai berikut [15]:

1. *Draw System*

Tahapan pertama adalah menggambar sistem yang akan dimodelkan. *Thermoflex* memiliki kemampuan untuk menggabungkan sebanyak 180 komponen dalam pemodelan. *Transition 1-2: Check Drawing* adalah tahapan dimana program akan memeriksa apakah semua komponen yang digambar pada lembar kerja telah terhubung dengan benar.

2. *Edits Input*

Parameter pemodelan dapat dimasukkan pada komponen yang telah digambar dengan mengetik dua kali komponen yang dipilih. Pengguna harus memasukkan parameter pemodelan untuk mendefinisikan karakteristik setiap komponen. *Transition 1-3: Check Input* adalah tahapan dimana program memeriksa parameter yang diatur pada setiap komponen untuk memastikan apakah setiap parameter telah didefinisikan dengan benar. Apabila tidak terdapat permasalahan maka program akan melanjutkan ke proses perhitungan.

3. *Calculate System*

Program akan melakukan perhitungan pada model yang telah dirancang. *Thermolfex* memiliki tiga perumusan dalam menyelesaikan pemodelan yaitu STQUICK, IFC-67, dan IAPWS-IF97.

- STQUICK adalah perumusan yang dibuat dan dikembangkan sendiri oleh pengembang *Thermolfex* dan memiliki tingkat akurasi yang tinggi pada kasus untuk tekanan di bawah 165 bar dan temperatur di bawah 593°C. Perumusan STQUICK memiliki kemampuan menyelesaikan perhitungan hingga empat kali lebih cepat dari perumusan lainnya.
- IFC-67 adalah perumusan perhitungan yang menjadi standar industri. Perumusan IFC-67 mengacu kepada standar *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) yang dipublikasikan antara tahun 1960-1990.
- IAPWS-IF97 adalah perumusan yang berdasarkan standar ASME yang dipublikasikan pada tahun 1997.

Transition 3-4: Warnings & Errors adalah tahapan dimana program akan memberikan peringatan apabila terdapat kesalahan pada perhitungan dan program juga akan memberikan rekomendasi perbaikan jika diperlukan.

4. *View Output*

Hasil perhitungan oleh program akan dapat dilihat pada lembar kerja yang berupa properti fluida pada setiap sambungan antara komponen. Properti tersebut meliputi massa alir, temperatur, tekanan, entalpi, dst. Ringkasan hasil perhitungan juga dapat ditampilkan pada program baik dalam bentuk teks, tabel, dan grafik sesuai kebutuhan pengguna.

2.6 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian tentang sistem WHR memanfaatkan gas buang kapal telah diterbitkan pada jurnal internasional. Penelitian-penelitian tersebut dilakukan untuk menganalisis potensi gas buang, pemodelan sistem WHR khususnya dengan ORC, proses desain ORC, dan variabel-variabel lainnya. Berikut merupakan beberapa penelitian tentang sistem WHR memanfaatkan gas buang kapal.

2.6.1 Ibrahim Girgin dan Cüneyt Ezgi (2017)

Ibrahim Girgin dan Cüneyt Ezgi (2017) melakukan penelitian untuk mengoptimasi ORC memanfaatkan gas buang dari 1000 kW diesel generator suatu kapal. Sebanyak tujuh jenis fluida kerja digunakan dengan temperatur *inlet* turbin yang berbeda. Fluida kerja tersebut terdiri atas fluida isentropik berupa R123 dan R141b serta fluida kering meliputi isopentana, n-pentana, n-hexana, benzena, dan toluena.

Tabel 2.1 Spesifikasi diesel generator penelitian Girgin dan Ezgi [3]

Spesifikasi Diesel Generator	Nilai
<i>Engine type</i>	<i>Two cycle</i>
Jumlah silinder	16
Diameter <i>Bore / stroke</i>	14,6(cm) / 14,6(cm)
Frekuensi / rpm	60 Hz / 1800
<i>Max. kW Rating</i>	1000
Massa alir gas buang	160 kg/min

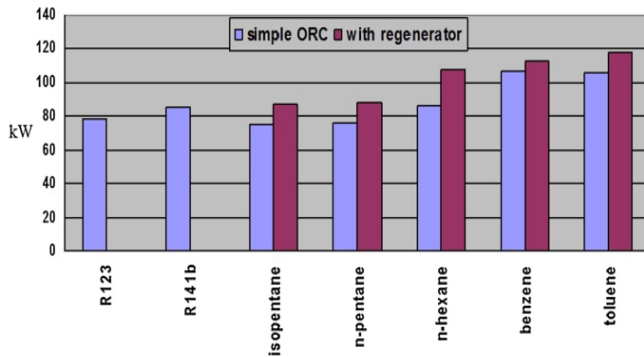
Temperatur gas buang setelah *turbocharger*
berdasarkan beban generator

<i>Idle</i>	158 °C
200 kW	212 °C
400 kW	259 °C
600 kW	328 °C

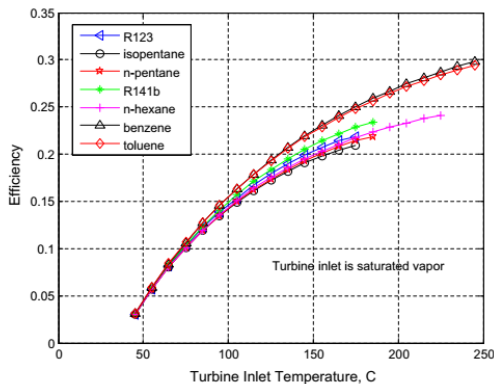
Tabel 2.2 Kriteria pemodelan ORC penelitian Girgin dan Ezgi [3]

Parameter Desain ORC	Keterangan
Sumber panas	Gas buang dieses generator
Fluida kerja	R123, R141b, isopentana, n-pentana, n-hexana, benzena, dan toluena
Komponen siklus	Pompa dan turbin tanpa kerugian isentropik
<i>Evaporator exit</i>	<i>Saturated vapor</i>
<i>Condenser exit</i>	<i>Saturated liquid</i>
Temperatur jenuh <i>condenser</i>	35°C
Temperatur gas buang setelah <i>evaporator</i>	158°C

Tabel 2.1 menunjukkan data sumber panas *evaporator* pada ORC. *Regenerator* pada Tabel 2.2 hanya digunakan pada fluida kering untuk meningkatkan efisiensi sistem. Fluida kering yang telah diekspansi oleh *expander* biasanya akan mengalami proses *desuperheating* sebelum mencapai temperatur jenuh. Apabila tidak dipasang *regenerator* setelah ekspansi fluida kering maka energi termal dari proses *desuperheating* akan dibuang ke lingkungan melalui *condenser*. Pada fluida isentropik, selisih temperatur setelah ekspansi dan temperatur jenuh cukup kecil sehingga tidak diperlukan *regenerator*.



(a)



(b)

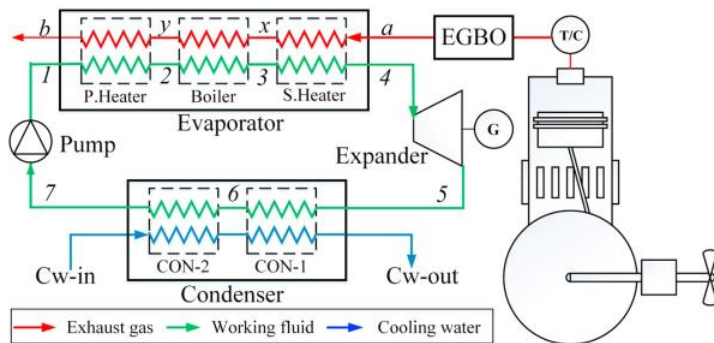
Gambar 2.9 Hasil penelitian Girgin dan Ezgi (a) Efisiensi ORC tanpa *regenerator* terhadap temperatur *inlet turbine* (b) Daya terhadap variasi fluida kerja ORC [3]

Dari penelitian ini diperoleh daya neto yang berkisar antara 70,3-117,6 kW. Daya yang dihasilkan sangat bergantung pada pemilihan fluida kerja dan kondisi operasi. Fluida kerja toluena dengan *regenerator* menghasilkan daya maksimum pada ORC. Apabila ORC dengan toluena dipilih untuk menghasilkan daya dari gas buang maka sistem ini dapat menghemat 25.500 liter bahan

bakar diesel dan mengurangi emisi CO₂ sebanyak 67,2 ton dalam 1000 jam pelayaran kapal.

2.6.2 Shu dkk (2017)

Shu dkk (2017) melakukan penelitian tentang sistem WHR memanfaatkan gas buang mesin utama kapal melalui pemodelan ORC. Pemodelan ORC menggunakan tujuh variasi fluida kerja yaitu R123, R245fa, R245ca, R365mfc, R236ea, R236fa, dan RC318. Tingkat keadaan gas buang disesuaikan dengan pembebanan mesin utama kapal dimana gas buang tersebut telah melewati *turbocharger* dan *exhaust gas boiler* (EGBO).



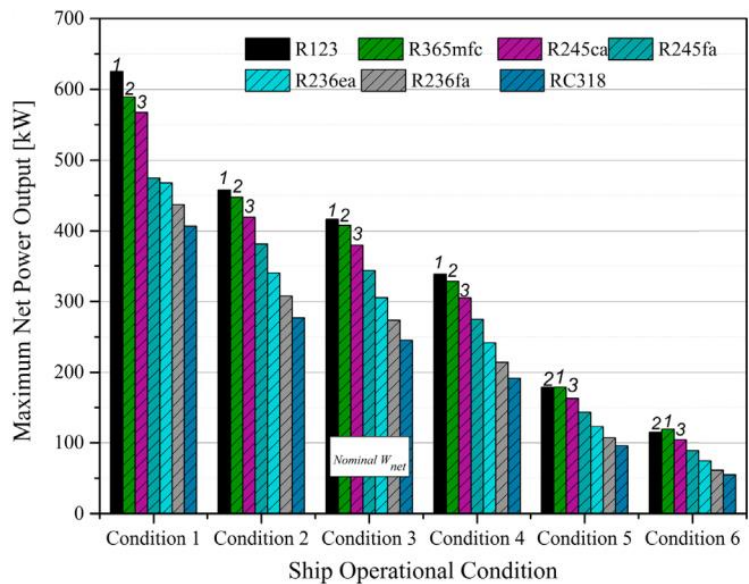
Gambar 2.10 Skema ORC oleh Shu dkk [16]

Tabel 2.3 Tingkat keadaan gas buang penelitian Shu dkk [16]

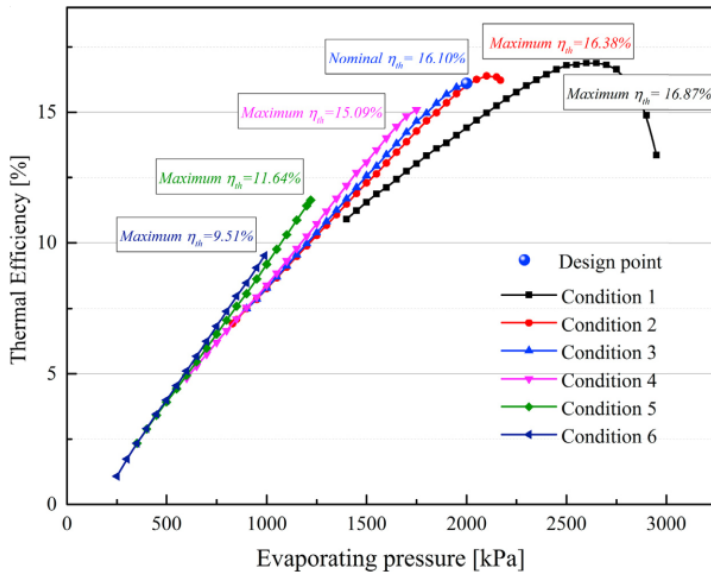
	Kondisi					
	1	2	3	4	5	6
Beban Mesin	>65%	55-65%	45-55%	35-45%	25-35%	<25%
Massa Alir (kg/s)	22,018	15,943	14,382	11,90	7,879	6,624
Temperatur gas buang (°C)	315,88	299,92	302,99	310,5	317,34	312,58

Tabel 2.4 Kriteria pada pemodelan ORC penelitian Shu dkk [16]

Parameter	Nilai (Satuan)
Tekanan Evaporasi	10, 12, 14, 16, 18, 20, 22 dan 24 (bar)
<i>Pinch Point</i> (PP) pada <i>evaporator</i>	30 (°C)
<i>Pinch Point</i> (PP) pada <i>condenser</i>	10 (°C)
<i>Superheat Degree</i>	10 (°C)
Temperatur gas buang setelah <i>evaporator</i>	130 (°C)
Temperatur kondensasi	35 (°C)
Temperatur <i>inlet</i> air laut	25 (°C)
Efisiensi isentropik pompa	0,7 (%)
Efisiensi isentropik <i>expander</i>	0,8 (%)



(a)



(b)

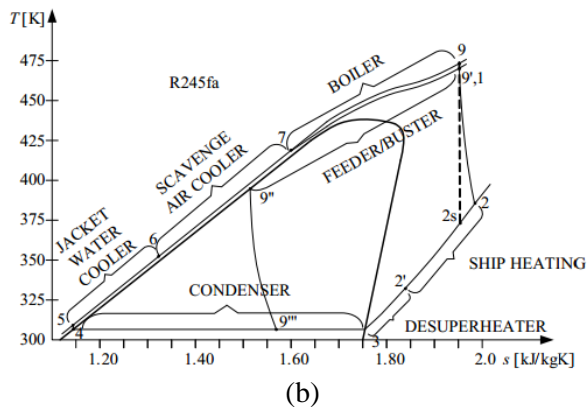
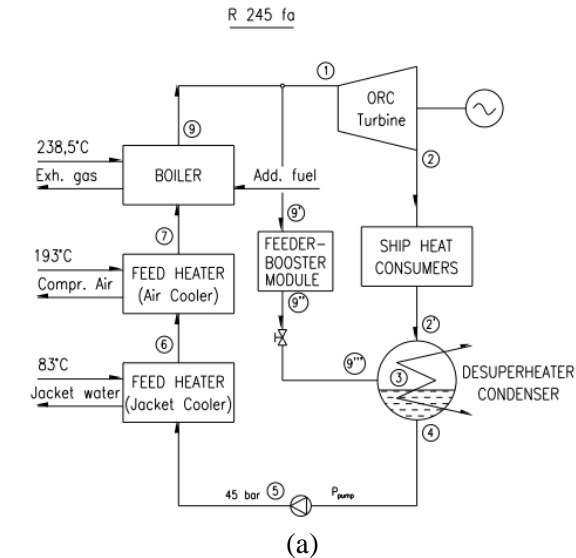
Gambar 2.11 Hasil penelitian Shu dkk (a) efek kondisi operasi kapal terhadap daya neto ORC (b) efek tekanan evaporasi terhadap efisiensi termal ORC [16]

Perhitungan komputasi dilakukan berdasarkan pemodelan ORC yang digagas oleh Shu dkk sesuai dengan Tabel 2.3 dan 2.4. Penelitian ini menyimpulkan bahwa model yang digagas dapat menghasilkan daya rata-rata antara 171,7-300,3 kW dimana fluida R123 menunjukkan performa terbaik. Penelitian ini juga menunjukkan efek tekanan evaporasi terhadap efisiensi termal ORC yang dapat dilihat pada Gambar 2.9.

2.6.3 Grljusic dkk (2014)

Penelitian yang dilakukan Grljusic dkk (2014) mempelajari *cogeneration plant for combined heat and power (CHP)* yang memanfaatkan *waste heat* pada *suezmax-size oil tanker* untuk

kebutuhan listrik dan panas pada kapal. Sistem CHP menggunakan fluida kerja R245fa yang menerapkan *supercritical* ORC. *Waste heat* yang dimanfaatkan pada sistem CHP meliputi *jacket water*, *scavenged air*, dan *exhaust gas*. Sistem CHP dengan fluida kerja R245fa dapat dilihat pada Gambar 2.10.



Gambar 2.12 Sistem CHP dengan fluida kerja R245fa (a) skema
(b) T-s diagram[4]

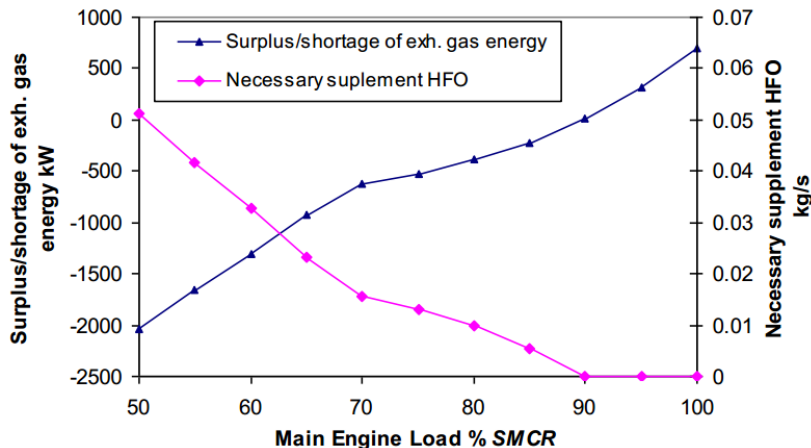
Pada skema sistem CHP, fluida kerja R245fa yang bertekanan 45 bar dipanaskan oleh *feed heater* pertama memanfaatkan panas dari *jacket water*. Pemanasan pada *feed heater* kedua memanfaatkan panas dari *scavenged air*. Lalu R245fa dievaporasikan pada *boiler* dengan memanfaatkan panas dari gas buang dan pembakaran bahan bakar *high fuel oil* (HFO). R245fa *superheat vapor* nantinya akan dimanfaatkan untuk menghasilkan energi listrik melalui turbin ORC dan kebutuhan panas awak kapal meliputi air panas dan penghangat ruangan. Total kebutuhan energi listrik dan panas adalah 872,5 kW. R245fa yang telah dimanfaatkan akan kembali ke *condenser* untuk dikondensasikan dan dimanfaatkan lagi dalam siklus tertutup.

Tabel 2.5 Kriteria pada pemodelan CHP penelitian
Grljusic dkk [4]

Parameter	Nilai (Satuan)
Efisiensi isentropik turbin	85 (%)
Efisiensi mekanik turbin	96 (%)
Efisiensi <i>gearbox</i>	95 (%)
Efisiensi generator	97 (%)
Efisiensi isentropik pompa	85 (%)
Efisiensi mekanik pompa	80 (%)
<i>Heat loss</i> pada alat penukar panas	1 (%)
<i>Heat loss</i> pada HRSG	2 (%)
Efisiensi pembakaran bahan bakar suplemen	99 (%)
HFO <i>Lower heating value</i>	40.210 (kJ/kg)
Temperatur gas buang setelah HRSG	145 (°C)
<i>Pinch Point</i> (PP)	15 (°C)
<i>Pressure loss</i> fluida kerja dari HRSG ke turbin	5 (%)
<i>Temperature lose</i> fluida kerja dari HRSG ke turbin	3 (°C)
<i>Power factor</i>	80 (%)
Daya listrik standar dari ORC	692 (kW)
Daya listrik maksimal dari ORC	1015 (kW)

Tabel 2.6 Tingkat keadaan *waste heat* penelitian Grljusic dkk [4]

Parameter	<i>Jacket Water</i>		<i>Scavenged Air</i>		<i>Exhaust Gas</i>	
	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>in</i>	<i>out</i>	<i>in</i>	<i>out</i>
Tekanan (bar)	2,5	2,5	3,79	3,79	1,03	1,015
Temperatur (°C)	83,535	58,898	193,0	138,11	238,5	150,0
Laju alir massa (kg/s)	10,8395	10,8395	47,111	47,111	48,0	48,0

**Gambar 2.13** Surplus/shortage of exhaust gas energy and supplemental HFO at full electrical power [4]

Berdasarkan data pada Tabel 2.5 dan Tabel 2.6, dilakukan perhitungan komputasi model CHP. Analisis menunjukkan bahwa sistem CHP dengan menggunakan *supercritical* ORC dapat memenuhi kebutuhan listrik dan panas kapal dengan hanya menambah sedikit bahan bakar suplemen pada HRSG saat kondisi *off-design* operasi.

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Pengkajian

Metodologi penelitian adalah serangkaian kegiatan dan prosedur dari tugas akhir yang bertujuan untuk menyelesaikan permasalahan yang menjadi bahasan dalam tugas akhir. Serangkaian kegiatan yang dilakukan untuk melakukan simulasi dan analisis sistem WHR adalah sebagai berikut:

1. Tahap Persiapan

Tahap persiapan meliputi kegiatan identifikasi masalah dan studi literatur. Identifikasi masalah adalah proses mencari permasalahan yang dapat dibahas dalam tugas akhir. Studi literatur merupakan proses pengumpulan literatur yang dapat digunakan sebagai referensi dan dasar teori dalam penyelesaian tugas akhir. Objek yang dibahas adalah *waste heat* berupa gas buang dan *jacket water* pada kapal tanker MT Kakap Pertamina. Permasalahan yang ada adalah bagaimana merancang sistem WHR agar *waste heat* tersebut dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan daya listrik kebutuhan kapal. Daya listrik yang dihasilkan sistem WHR diharapkan dapat mengurangi konsumsi bahan bakar diesel generator dan mengurangi emisi CO₂ dari bahan bakar HFO diesel generator.

2. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Data yang diperlukan pada tahap ini antara lain data *waste heat* mesin kapal, spesifikasi bahan bakar mesin kapal, kebutuhan daya listrik kapal, konsumsi bahan bakar diesel generator, dan indeks emisi bahan bakar diesel generator. Data *waste heat* mesin kapal meliputi massa alir, temperatur, dan tekanan dari gas buang serta *jacket water*. Data *waste heat* tersebut digunakan untuk mengetahui potensi *waste heat* yang akan dimanfaatkan pada sistem WHR. Spesifikasi bahan bakar mesin kapal diperlukan untuk melakukan analisis t_{ad} gas buang yang

menjadi pembatas dari sistem WHR. Kebutuhan daya listrik kapal diperlukan untuk mengetahui seberapa besar kontribusi daya listrik yang dihasilkan sistem WHR hasil simulasi terhadap kebutuhan daya listrik kapal. Konsumsi bahan bakar dan indeks emisi bahan bakar diesel generator digunakan untuk mengetahui pengurangan konsumsi bahan bakar dan emisi CO₂ diesel generator apabila sistem WHR diaplikasikan pada kapal.

3. Pemodelan Sistem WHR

Pemodelan dilakukan berdasarkan studi literatur dan data *waste heat* yang telah diperoleh. Pemodelan dilakukan pada perangkat lunak *Thermoflex* yang dilanjutkan dengan melakukan uji coba untuk memperoleh pengaturan yang tepat sehingga pemodelan dapat disimulasikan dan memperoleh hasil yang konvergen.

4. Simulasi Variasi Fluida Kerja, Temperatur *Inlet Expander*, dan Pembebanan Mesin Utama pada Sistem WHR

Simulasi dilakukan dengan beberapa variasi fluida kerja yaitu R123, R141b, R245ca, dan R365mfc. Kondisi operasional sistem WHR seperti pada komponen *evaporator*, *preheater*, *condensor*, pompa, dan *expander* disesuaikan dengan sifat masing-masing fluida kerja yang digunakan. Simulasi juga dilakukan dengan variasi pembebanan sistem WHR berdasarkan pembebanan mesin kapal pada setiap variasi fluida kerja. Pembebanan mesin kapal meliputi 10% beban, 25% beban, 50% beban, 85% beban atau *Normal Continuous Rate* (NCR), dan 100% beban atau *Maximum Continuous Rate* (MCR). Pembebanan mesin kapal akan berdampak pada temperatur dan massa alir gas buang yang dimanfaatkan pada sistem WHR.

5. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Proses simulasi pada perangkat lunak *Thermoflex* merupakan proses perhitungan termodinamika pada pemodelan sistem WHR yang dirancang. Setelah simulasi berhasil dilakukan tanpa adanya *error*, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data

hasil simulasi akan diolah dalam bentuk tabel dan grafik yang kemudian dianalisis secara kuantitatif ataupun kualitatif. Analisis yang dilakukan meliputi hubungan pembebanan mesin kapal terhadap daya listrik yang dihasilkan pada setiap variasi fluida kerja, hubungan pembebanan mesin kapal terhadap kerja pompa pada setiap variasi fluida kerja, hubungan pembebanan mesin kapal terhadap efisiensi sistem WHR pada setiap variasi fluida kerja, hubungan daya listrik neto yang dihasilkan sistem WHR pada fluida kerja dengan performa terbaik terhadap pengurangan konsumsi bahan bakar dan emisi CO₂ diesel generator.

3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data

3.2.1 Spesifikasi Mesin Utama dan Tingkat Keadaan *Waste Heat*

Berdasarkan *Installation Planning Instruction* oleh Wärtsilä Finland Oy dan *Sea Trial* Kapal Tanker MT Kakap Pertamina oleh PT Dok Perkapalan Surabaya didapatkan data spesifikasi mesin utama dan tingkat keadaan *waste heat* berupa gas buang dan *jacket water* yang ditampilkan pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Spesifikasi mesin utama dan tingkat keadaan *waste heat* [17]

Spesifikasi Mesin Utama	Nilai (Satuan)
<i>Engine type</i>	4-stroke Wärtsilä 6L32
Jumlah silinder	6
Diameter bore / stroke	320 (mm) / 400 (mm)
<i>Nominal speed</i> / arah putaran	750 (rpm) / Counter-clockwise
<i>Maximum continuous rating</i>	2670 (kW)
Tingkat keadaan <i>jacket water</i> setelah mesin utama	
Massa alir / temperatur	16.08 (kg/s) / 96 (°C)
Tingkat keadaan gas buang (massa alir / temperatur) setelah	

turbocharger berdasarkan beban mesin utama [18]

Diam	4,39 (kg/s) / 526,10 (°C)
10%	4,71 (kg/s) / 472,30 (°C)
25%	4,50 (kg/s) / 506,50 (°C)
50%	4,80 (kg/s) / 458,20 (°C)
85% (NCR)	5,48 (kg/s) / 367,25 (°C)
100% (MCR)	5,53 (kg/s) / 362,01 (°C)

3.2.2 Spesifikasi Bahan Bakar dan Fluida Kerja

Spesifikasi bahan bakar HFO yang digunakan pada mesin utama berdasarkan berdasarkan *Installation Planning Instruction* oleh Wärtsilä Finland Oy dapat dilihat pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Spesifikasi bahan bakar HFO mesin utama [17]

Properti	Batasan (Satuan)
Densitas pada 15 °C, <i>max</i>	920 (kg/m ³)
Viskositas pada 40 °C, <i>max</i>	14,0 (cSt)
<i>Flash point, min</i>	60 (°C)
<i>Pour point</i>	
- <i>winter quality, max</i>	0 (°C)
- <i>summer quality, max</i>	6 (°C)
<i>Sulfur, max</i>	2,0 (% <i>mass</i>)
<i>Carbon residue, max</i>	2,5 (% <i>mass</i>)
<i>Ash, max</i>	0,05 (% <i>mass</i>)
<i>Total sediment existent, max</i>	0,10 (% <i>mass</i>)
<i>Water, max</i>	0,3 (% <i>mass</i>)
<i>Vanadium, max</i>	100 (mg/kg)
<i>Alumunium + silicon, max</i>	25 (mg/kg)

Sifat fisik serta aspek keamanan dan lingkungan fluida kerja yang divariasikan pada sistem WHR dapat dilihat pada Tabel 3.3 dan Tabel 3.4. Fluida kerja yang dipilih untuk divariasikan berdasarkan nilai ODP dan GWP yang rendah.

Tabel 3.3 Sifat fisik fluida kerja berdasarkan *software* REFPROP 9.0

Fluida Kerja	Tipe	T_{crit} (°C)	P_{crit} (bar)	T_{min} (°C)	T_{max} (°C)	P_{max} (bar)
R123	Isentropik	183,7	36,6	- 107,2	326,9	400
R141b	Isentropik	204,4	42,1	- 103,5	226,9	4000
R245ca	Kering	174,4	39,3	-73,2	226,9	600
R365mfc	Kering	186,9	32,7	-34,2	226,9	350

Tabel 3.4 Aspek keamanan dan lingkungan fluida kerja [19]

Fluida Kerja	Kelompok	ASHRAE 34 <i>Safety</i>	GWP	ODP
R123	HCFC	B1	77	0,010
R141b	HCFC	-	717	0,120
R245ca	HFC	-	726	0
R365mfc	HFC	-	794	0

Klasifikasi keamanan berdasarkan ASHRAE 34 mengindikasikan huruf A sebagai kadar racun rendah dan huruf B sebagai kadar racun tinggi. Angka 1, 2, dan 3 mengindikasikan “*no flame propagation*”, “*lower flammability*”, dan “*higher flammability*”.

3.2.3 Kebutuhan Daya Listik Kapal

Kebutuhan daya listrik kapal dibagi berdasarkan kondisi operasi kapal yang meliputi pembebanan sesaat dan pembebanan kontinu. Ringkasan konsumsi daya listrik Kapal Tanker MT Kakap Pertamina berdasarkan *Electric Power Balance* oleh PT Dok Perkapalan Surabaya dan *National Ship Design & Engineering Center* (NasDEC) dapat dilihat pada Tabel 3.5.

Tabel 3.5 Ringkasan kebutuhan daya listrik kapal [20]

Deskripsi Pembebanan	Kondisi Operasi Kapal					
	PORT	SEA GOING	TK. CLEAN	ARR/DEPT	LO/UL	EM'CY
Pembebanan Sesaat (kW)	77,9	85,5	84,7	122,2	87,5	5,7
Pembebanan Kontinu (kW)	97,4	143,4	238,7	150,1	453,8	40,4
Total Kebutuhan Daya Listrik (kW)	175,3	228,9	323,4	272,3	541,3	46,1

3.2.4 Konsumsi Bahan Bakar dan Indeks Emisi CO₂ Bahan Bakar Diesel Generator

Kebutuhan daya listrik Kapal Tanker MT Kakap Pertamina berdasarkan desain dipenuhi oleh tiga buah diesel generator berkapasitas 350 kW. Adapun konsumsi bahan bakar diesel generator berdasarkan pembebanan dapat dilihat pada Tabel 3.6.

Tabel 3.6 Konsumsi bahan bakar diesel generator kapasitas 350 kW [21]

Beban	Konsumsi Bahan Bakar (gal/jam)
25% beban	7,9
50% beban	13,1
75% beban	18,7
100% beban	25,1

IMO pada tahun 2014 menerbitkan indeks emisi CO₂ bahan bakar diesel generator pada kapal berdasarkan jenisnya yang dapat dilihat pada Tabel 3.7.

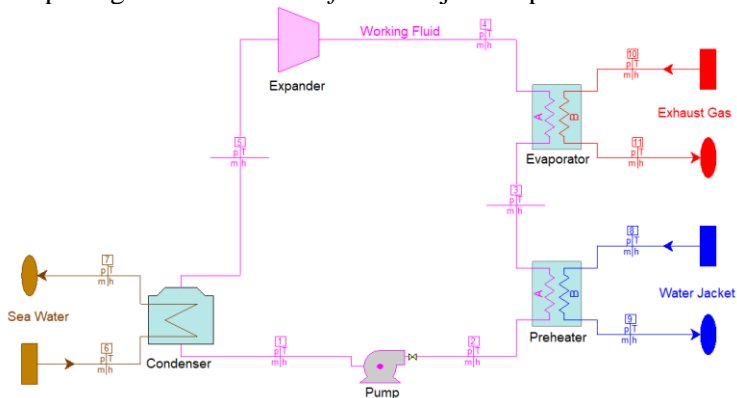
Tabel 3.7 Indeks emisi CO₂ bahan bakar diesel generator pada kapal [1]

Jenis Bahan Bakar	Indeks Emisi CO ₂ (gal/gal _{fuel})
<i>Marine high fuel oil</i> (HFO)	3,11400
<i>Marine diesel oil</i> (MDO)	3,20600
<i>Marine liquid natural gas</i> (LNG)	2,75000

3.3 Pemodelan Sistem WHR

3.3.1 Skema Pemodelan

Pemodelan sistem WHR berdasarkan *supercritical* ORC tersusun atas beberapa komponen meliputi *condenser*, *evaporator*, *preheater*, pompa, dan *expander*. Skema pemodelan sistem WHR pada perangkat lunak *Thermoflex* ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Skema pemodelan sistem WHR

3.3.2 Parameter Tetap dalam Pemodelan

Parameter tetap dalam pemodelan sistem WHR pada perangkat lunak *Thermoflex* ditunjukkan Tabel 3.8.

Tabel 3.8 Parameter tetap dalam pemodelan

Komponen	Pengaturan	
	Parameter	Nilai (Satuan)
<i>Condenser</i>	Tekanan air laut	2 (bar)
	Temperatur masukan air laut	30 (°C)
	Temperatur keluaran air laut	35 (°C)
	Temperatur kondensasi	40 (°C)
	<i>Condensate subcooling</i>	0 (°C)
	<i>Minimum pinch</i>	5 (°C)
<i>Preheater</i>	Tekanan <i>jacket water</i>	2,5 (bar)
	Massa alir <i>jacket water</i>	16,08 (kg/s)
	Temperatur masukan <i>jacket water</i>	96 (°C)
	<i>Minimum pinch</i>	5 (°C)
<i>Evaporator</i>	Temperatur keluaran gas buang	$t_{ad} + 5$ (°C)
	Temperatur keluaran fluida kerja	222 (°C)
	<i>Minimum pinch</i>	5 (°C)
Pompa	Efisiensi isentropik	75 (%)
	Tekanan <i>discharge</i>	47,1 (bar)
<i>Expander</i>	Efisiensi isentropik	85 (%)
<i>Generator</i>	Efisiensi	98 (%)

Tekanan evaporasi diatur menjadi 47,1 bar supaya pada keempat fluida kerja yang dipilih proses evaporasi tidak menyentuh daerah basah atau *wet region* masing-masing fluida kerja. Temperatur keluaran fluida kerja pada *evaporator* ditetapkan pada rentan 222°C agar pada proses ekspansi keempat fluida kerja tidak menyentuh *wet region* serta menghindari degradasi termal fluida kerja akibat temperatur yang terlalu tinggi.

3.3.3 Parameter Bebas dalam Pemodelan

Untuk memastikan *heat balance* pemodelan sistem WHR maka harus terdapat parameter yang dapat diubah nilainya sesuai kebutuhan *heat balance*. Parameter bebas dalam pemodelan dapat dilihat pada Tabel 3.9.

Tabel 3.9 Parameter bebas dalam pemodelan

Parameter	Batasan Nilai (Satuan)
Temperatur keluaran <i>jacket water</i>	60-89,5 (°C)
Massa alir fluida kerja	tanpa batasan (kg/s)
Daya listrik generator	tanpa batasan (kW)

Batasan nilai *jacket water* pada Tabel 3.9 disesuaikan dengan rekomendasi desain dari mesin utama kapal [17] [18].

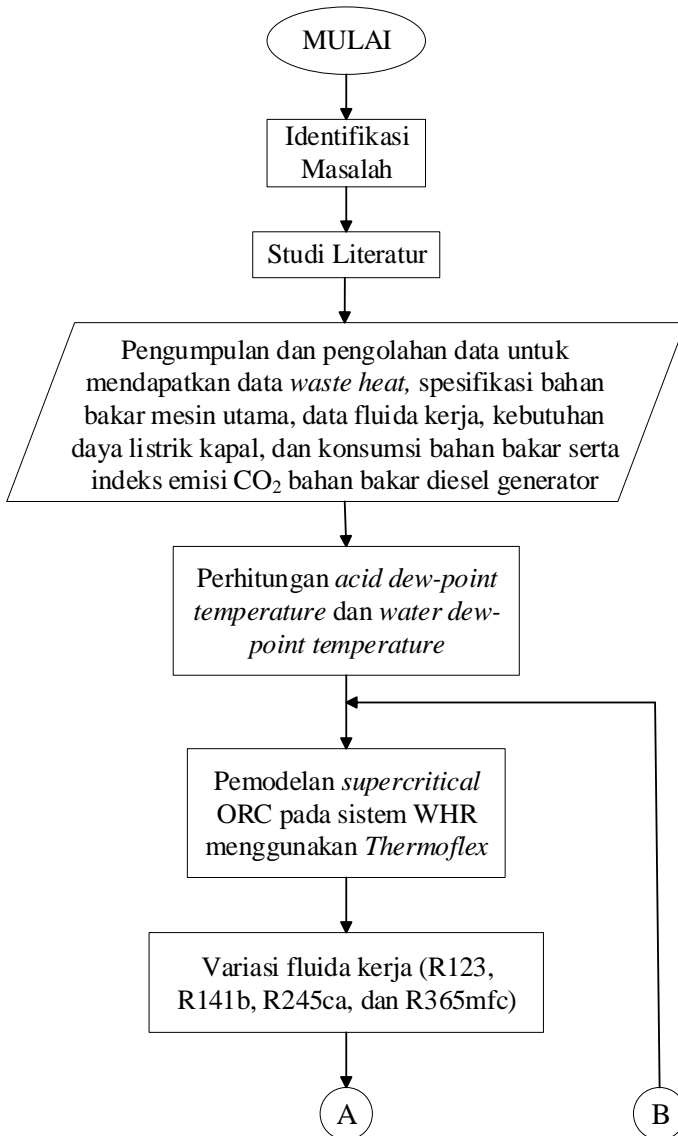
3.3.4 Parameter Pemodelan terhadap Fluida Kerja

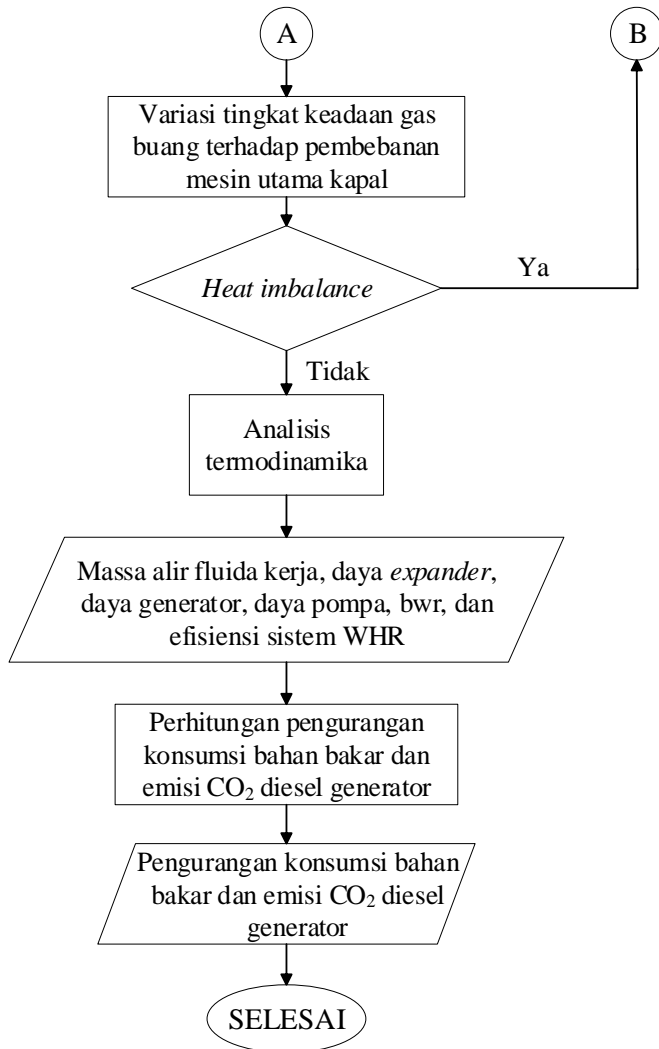
Parameter pemodelan terhadap fluida kerja pada sistem WHR menggunakan perangkat lunak *Thermoflex* ditunjukkan Tabel 3.10.

Tabel 3.10 Parameter pemodelan terhadap fluida kerja

Komponen	Parameter	Fluida Kerja			
		R123	R141b	R245ca	R365mfc
<i>Condenser</i>	Tekanan kondensasi (bar)	1,54	1,33	1,73	1,01

3.4 Flowchart





“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Temperatur Keluaran Gas Buang

Temperatur keluaran gas buang dari *evaporator* tidak boleh lebih rendah dari *acid dew-point temperature* dan *water dew-point temperature* untuk mencegah kondensasi H_2SO_4 yang dapat menyebabkan korosi pada peralatan. Data gas buang yang diperoleh pada kapal MT Kakap Pertamina tidak mencantumkan komposisi produk pembakaran pada gas buang sehingga komposisi produk pembakaran didekati dengan analisis termodinamika pembakaran. Asumsi yang digunakan untuk analisis termodinamika pembakaran adalah pemodelan bahan bakar diesel sebagai senyawa *dodecane* ($\text{C}_{12}\text{H}_{26}$) dengan kandungan fraksi massa belerang sebanyak 2% dan fraksi massa air sebanyak 0,3% sesuai Tabel 3.2, udara pembakaran adalah udara basah dengan *relatif humidity* 78% [10], rasio antara udara dan bahan bakar adalah tiga kali pembakaran stokiometri [7], dan tekanan gas buang setelah *turbocharger* adalah 1,1 bar.

4.1.1 Pembakaran HFO sesuai Udara Stokiometri

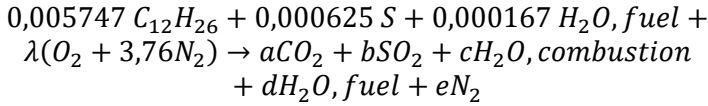
Reaksi pembakaran 1 kg bahan bakar HFO sesuai udara teoritis adalah sebagai berikut:

$$n_{\text{C}_{12}\text{H}_{26}} = \frac{m_{\text{C}_{12}\text{H}_{26}}}{M_{\text{C}_{12}\text{H}_{26}}} = \frac{0,977 \text{ kg}}{170 \text{ kg/kmol}} = 0,005747 \text{ kmol}$$

$$n_{\text{S}} = \frac{m_{\text{S}}}{M_{\text{S}}} = \frac{0,02 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0,000625 \text{ kmol}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}, \text{fuel}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}, \text{fuel}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{0,003 \text{ kg}}{18 \text{ kg/kmol}} = 0,000167 \text{ kmol}$$

Kesetimbangan molar (kmol) reaksi pembakaran:



$$a = 12 \times 0,005747 \text{ kmol} = 0,68965 \text{ kmol}$$

$$b = 0,000625 \text{ kmol}$$

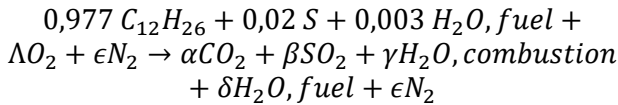
$$c = \frac{26 \times 0,005747}{2} \text{ kmol} = 0,074712 \text{ kmol}$$

$$d = 0,000167 \text{ kmol}$$

$$\lambda = \frac{(2 \times a) + (2 \times b) + c}{2} \text{ kmol} = 0,106946 \text{ kmol}$$

$$e = 3,76 \times \lambda \text{ kmol} = 0,402115 \text{ kmol}$$

Kesetimbangan massa (kg) reaksi pembakaran:



$$\Lambda = \lambda \times M_{O_2} = 0,106946 \text{ kmol} \times \frac{32 \text{ kg}}{\text{kmol}} = 3,42226 \text{ kg}$$

$$\epsilon = e \times M_{N_2} = 0,402115 \text{ kmol} \times \frac{28 \text{ kg}}{\text{kmol}} = 11,25923 \text{ kg}$$

$$\alpha = a \times M_{CO_2} = 0,68965 \text{ kmol} \times \frac{44 \text{ kg}}{\text{kmol}} = 3,03445 \text{ kg}$$

$$\beta = b \times M_{SO_2} = 0,000625 \text{ kmol} \times \frac{64 \text{ kg}}{\text{kmol}} = 0,04 \text{ kg}$$

$$\gamma = c \times M_{H_2O} = 0,074712 \text{ kmol} \times \frac{18 \text{ kg}}{\text{kmol}} = 1,34482 \text{ kg}$$

$$\delta = d \times M_{H_2O} = 0,000167 \text{ kmol} \times \frac{18 \text{ kg}}{\text{kmol}} = 0,003006 \text{ kg}$$

4.1.2 Pembakaran Aktual HFO dengan Udara Basah

Reaksi pembakaran aktual 1 kg bahan bakar HFO dengan udara basah adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 n_{C_{12}H_{26}} &= \frac{m_{C_{12}H_{26}}}{M_{C_{12}H_{26}}} = \frac{0,977 \text{ kg}}{170 \text{ kg/kmol}} = 0,005747 \text{ kmol} \\
 n_S &= \frac{m_S}{M_S} = \frac{0,02 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0,000625 \text{ kmol} \\
 n_{H_2O, \text{fuel}} &= \frac{m_{H_2O, \text{fuel}}}{M_{H_2O}} = \frac{0,003 \text{ kg}}{18 \text{ kg/kmol}} = 0,000167 \text{ kmol} \\
 n_{O_2} &= \frac{m_{O_2, \text{aktual}}}{M_{O_2}} = \frac{3 \times m_{O_2, \text{teoritis}}}{M_{O_2}} = \frac{3 \times 3,42226 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} \\
 &= 0,320837 \text{ kmol} \\
 n_{N_2} &= \frac{m_{N_2, \text{aktual}}}{M_{N_2}} = \frac{3 \times m_{N_2, \text{teoritis}}}{M_{N_2}} = \frac{3 \times 11,25923 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} \\
 &= 1,206346 \text{ kmol}
 \end{aligned}$$

Kandungan uap air pada udara pembakaran dapat diperoleh sebagai berikut:

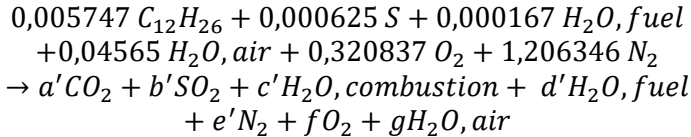
$$\begin{aligned}
 m_{H_2O, \text{air}} &= \omega \times m_{\text{dry air}} = \omega \times (m_{O_2} + m_{N_2})_{\text{aktual}} \\
 &= 0,622 \frac{\phi P_g}{P - \phi P_g} \times (m_{O_2} + m_{N_2})_{\text{aktual}}
 \end{aligned}$$

Dimana $\phi = 0,78$ dan $P_g = 0,037831 \text{ bar}$ pada temperatur udara 28°C sehingga:

$$\begin{aligned}
 m_{H_2O, \text{air}} &= 0,622 \frac{0,78 \times 0,037831}{1,01325} \times (10,26678 + 33,77769) \\
 &= 0,82176 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$n_{H_2O,air} = \frac{m_{H_2O,air}}{M_{H_2O}} = \frac{0,82176 \text{ kg}}{18 \text{ kg/kmol}} = 0,04565 \text{ kmol}$$

Kesetimbangan molar (kmol) reaksi pembakaran:



$$a' = 12 \times 0,005747 = 0,068965 \text{ kmol}$$

$$b' = 0,000625 \text{ kmol}$$

$$c' = \frac{26 \times 0,005747}{2} \text{ kmol} = 0,074712 \text{ kmol}$$

$$d' = 0,000167 \text{ kmol}$$

$$e' = 1,206346 \text{ kmol}$$

$$\begin{aligned} f &= \frac{(2 \times 0,320837) - (2 \times a') - (2 \times b') - c'}{2} \text{ kmol} \\ &= 0,213891 \text{ kmol} \end{aligned}$$

4.1.3 Reaksi Pembentukan SO₃

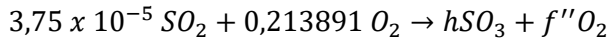
Reaksi lanjutan pembentukan SO₃ oleh 6% massa SO₂ dan O₂ berlebih yaitu:

$$6\% m_{SO_2} = 0,06 \times n_{SO_2} \times M_{SO_2}$$

$$= 0,06 \times 0,000625 \text{ kmol} \times 64 \text{ kg/kmol} = 0,0024 \text{ kg}$$

$$n_{SO_2,reaktan} = \frac{6\% m_{SO_2}}{M_{SO_2}} = \frac{0,0024 \text{ kg}}{64 \text{ kg/kmol}} = 3,75 \times 10^{-5} \text{ kmol}$$

Kesetimbangan molar (kmol) reaksi lanjutan pembentukan SO₃ oleh 6% massa SO₂ dan O₂ berlebih:

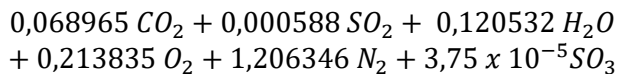


$$h = 3,75 \times 10^{-5} \text{ kmol}$$

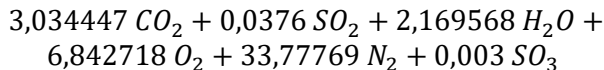
$$f'' = \frac{2 \times 0,213891 - 3 \times h}{2} = 0,213835 \text{ kmol}$$

Komposisi akhir komponen penyusun gas buang adalah:

- Bentuk molar (kmol)



- Bentuk massa (kg)



4.1.4 *Acid Dew-point Temperature* dan *Water Dew-point Temperature*

Nilai fraksi massa komponen penyusun gas buang pada pembahasan 4.1.2 digunakan untuk memperoleh parameter perhitungan *acid dew-point temperature* pada persamaan 2.31. Parameter perhitungan persamaan 2.31 dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Parameter perhitungan *acid dew-point temperature*

Parameter Perhitungan	Komponen Penyusun Gas Buang					
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	SO ₃
Fraksi Massa	0,06616	0,00082	0,04730	0,14919	0,73646	6,54 x10 ⁻⁵
Fraksi Mol	0,04283	0,00037	0,07485	0,13279	0,74914	2,33 x10 ⁻⁵
Tekanan Parsial (Pa)	-	-	8233,529	-	-	2,562

Nilai *acid dew-point temperature* dapat diperoleh dari persamaan 2.31 dengan menggunakan nilai tekanan parsial H₂O dan SO₂ sedangkan *water dew-point temperature* dapat diperoleh berdasarkan tekanan parsial H₂O dan properti pada *software* REFPROP. Nilai *acid and water dew-point temperature* dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 <i>Acid and water dew-point temperature</i>	
<i>Dew-point Temperature</i>	Nilai (°C)
<i>Acid</i>	138,87
<i>Water</i>	41,295

Sesuai dengan Tabel 3.8 dan Tabel 4.2, maka temperatur keluaran gas buang yang diatur 5°C di atas *acid dew-point temperature* adalah 143,87 °C.

4.2 Potensi Termal Waste Heat

4.2.1 Potensi Termal Gas Buang

Potensi termal *waste heat* dari gas buang berdasarkan beban mesin utama kapal dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_{eg}(h_{eg,in} - h_{eg,out})$$

Properti entalpi gas buang dapat diperoleh dengan *software* REFPROP berdasarkan tingkat keadaan gas buang pada Tabel 3.1 dan fraksi mol komponen penyusun gas buang yang didekati dengan perhitungan termodinamika pada pembahasan 4.1.2. Temperatur keluaran gas buang ditetapkan 5°C di atas *acid dew-point temperature* yaitu 143,87 °C. Potensi termal gas buang dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Potensi termal gas buang berdasarkan beban mesin utama

Beban Mesin Utama	Potensi Termal Gas Buang (kW)
Diam	1867,1
10%	1710,1
25%	1811,5
50%	1665,1
85%	1336,4
100%	1316,2

Berdasarkan Tabel 4.3, potensi termal gas buang tertinggi berada pada beban diam mesin utama kapal. Namun karena operasi beban diam mesin utama kapal tidak boleh lebih dari 10 menit maka operasi beban diam tidak akan dibahas dalam pemodelan sistem WHR.

4.2.2 Potensi Termal *Jacket Water*

Potensi termal *waste heat* dari *jacket water* yang berdasarkan data pada Tabel 3.8 serta *software* REFPROP dengan batasan temperatur masuk *jacket water* sesuai dengan Tabel 3.9 dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{Q}_{jw} = \dot{m}_{jw}(h_{jw,in} - h_{jw,out})$$

Tabel 4.4 Potensi termal *jacket water* sesuai batasan desain

Kondisi <i>Jacket Water</i> setelah <i>Preheater</i>	Potensi Termal <i>Jacket Water</i> (kW)
Temperatur normal ke mesin utama (85°C)	743,86

4.3 *Heat Balance* Pemodelan Sistem WHR

Pemodelan sistem WHR yang ditunjukkan pada Gambar 3.1 berdasarkan analisis *heat balance* ORC dengan komponen penyusun meliputi *evaporator*, *expander*, *condenser*, pompa, *preheater*, dan generator. Pada subbab ini akan dibahas proses

perhitungan dari pemodelan sistem WHR pada salah satu variasi yaitu fluida kerja R123 dengan mesin utama pada 85% beban atau NCR.

Pemodelan dengan fluida kerja R123 pada 85% beban mesin utama memiliki pengaturan berdasarkan Tabel 3.1, Tabel 3.8, dan Tabel 3.9. Persamaan kesetimbangan energi yang diselesaikan untuk pompa adalah:

$$\eta_P = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1)$$

Efisiensi isentropik pompa adalah 75%. Tingkat keadaan 1 yang merupakan kondisi *suction* pompa memiliki tekanan 1,54 bar dan temperatur 40°C. Tingkat keadaan 2s adalah kondisi *discharge* pompa yang memiliki tekanan 47,1 bar setelah kompresi isentropik. Dengan menggunakan *software* REFPROP diperoleh nilai entalpi h_1 dan h_{2s} sehingga persamaan kesetimbangan energi pompa menjadi:

$$0,75 = \frac{243,39 - 240,59}{h_2 - 240,59}$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{wf}(h_2 - 240,59)$$

Komponen *preheater* merupakan alat penukar panas yang memindahkan panas dari *jacket water* menuju fluida kerja R123. Komponen *preheater* memiliki persamaan energi sebagai berikut:

$$\dot{m}_{wf}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{jw}(h_{jw,in} - h_{jw,out})$$

Jacket water dengan massa alir 16,08 kg/s keluar dari mesin utama dan memasuki *preheater* pada tekanan 2,5 bar dan temperatur 96°C. Komponen *preheater* dimodelkan memiliki *minimum pinch* sebesar 5°C sehingga temperatur keluar R123 setelah *preheater* adalah 91°C. Pada komponen *preheater* diasumsikan tidak ada

pressure drop di kedua fluida kerja dan *heat loss* ke lingkungan, maka dengan menggunakan *software* REFPROP diperoleh nilai entalpi h_3 dan $h_{jw,in}$ sehingga persamaan kesetimbangan energi *preheater* menjadi:

$$\dot{m}_{wf}(295,88 - h_2) = 16,08(402,43 - h_{jw,out})$$

Komponen *evaporator* merupakan alat penukar panas yang menguapkan fluida kerja R123 memanfaatkan panas dari gas buang mesin utama kapal. Komponen *evaporator* memiliki persamaan energi sebagai berikut:

$$\dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{eg}(h_{eg,in} - h_{eg,out})$$

Ketika mesin utama bekerja pada beban diam dihasilkan gas buang dengan massa alir 5,48 kg/s yang mengalir melewati *turbocharger*. Setelah melewati *turbocharger* gas buang tersebut memiliki temperatur 367,25°C dan tekanan 1,1 bar. Fraksi mol gas buang didekati dengan perhitungan termodinamika yang dibahas pada subbab 4.1.2 dan terdapat pada Tabel 4.1. Temperatur keluar gas buang diatur menjadi 5°C di atas *acid dew-point temperature* yaitu 143,87°C sedangkan temperatur keluar R123 diatur 10°C di atas temperatur kritis R123 yaitu 222°C. Pada komponen *evaporator* diasumsikan tidak ada *pressure drop* di kedua fluida kerja dan *heat loss* ke lingkungan, maka dengan menggunakan *software* REFPROP diperoleh nilai entalpi h_4 , $h_{eg,in}$ dan $h_{eg,out}$ sehingga persamaan kesetimbangan energi *evaporator* menjadi:

$$\dot{m}_{wf}(502,62 - 295,88) = 5,48(369,4 - 125,7)$$

R123 *superheated vapor* yang merupakan keluaran *evaporator* akan diekspansikan pada *expander* dan menghasilkan kerja. Kerja tersebut kemudian dikonversi oleh generator menjadi daya listrik. Komponen *expander* dan generator memiliki persamaan energi sebagai berikut:

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}}$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_5)$$

$$\dot{W}_G = 0,98\dot{W}_T$$

Efisiensi isentropik *expander* adalah 85%. Tingkat keadaan 5s adalah kondisi keluaran *expander* yang memiliki tekanan 1,54 bar setelah ekspansi isentropik. Dengan menggunakan *software* REFPROP diperoleh nilai entalpi h_{5s} sehingga persamaan kesetimbangan energi *expander* menjadi:

$$0,85 = \frac{502,62 - h_5}{502,62 - 438,93}$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{wf}(502,62 - h_5)$$

Pada *condenser* fluida kerja R123 yang telah diekspansi oleh *expander* dikondensasikan dengan memanfaatkan fluida pendingin berupa air laut. Komponen *condenser* memiliki persamaan energi sebagai berikut:

$$\dot{m}_{wf}(h_5 - h_1) = \dot{m}_{sw}(h_{sw,in} - h_{sw,out})$$

Properti air laut didekati dengan properti air. Air laut bertekanan 2 bar memasuki *condenser* pada temperatur 30°C dan keluar pada temperatur 35°C. Pada komponen *condenser* diasumsikan tidak ada *pressure drop* di kedua fluida kerja dan *heat loss* ke lingkungan, maka dengan menggunakan *software* REFPROP diperoleh nilai entalpi $h_{sw,in}$ dan $h_{sw,out}$ sehingga persamaan kesetimbangan energi *condenser* menjadi:

$$\dot{m}_{wf}(h_5 - 240,59) = \dot{m}_{sw}(146,81 - 125,91)$$

Kedelapan persamaan di atas kemudian dapat diselesaikan dengan *software Engineering Equation Solver* (EES) ataupun perhitungan manual. Untuk mempermudah perhitungan maka digunakan perhitungan EES. Perbandingan nilai hasil perhitungan *software* EES dan *software Thermoflex* pada pemodelan sistem WHR dengan fluida kerja R123 dan beban diam mesin utama dapat dilihat pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Perbandingan hasil perhitungan EES dan *Thermoflex*

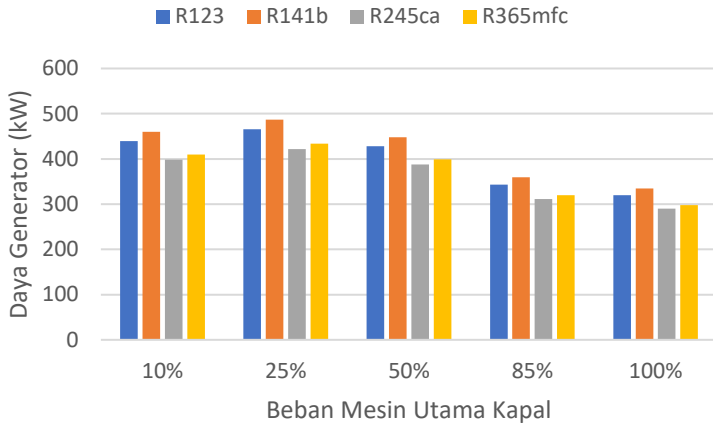
Parameter (Satuan)	Perhitungan		Standar Deviasi
	Termodinamika & EES	<i>Thermoflex</i>	
Daya pompa (kW)	24,12	27,55	2,43
Daya <i>expander</i> (kW)	349,7	349,4	0,21
Daya generator (kW)	342,7	343	0,21
Massa alir R123 (kg/s)	6,46	6,463	0,002
Massa alir air laut (kg/s)	64,25	64,75	0,35

Perbedaan nilai antara perhitungan termodinamika dan EES dengan *Thermoflex* cukup kecil dan kemungkinan disebabkan oleh perbedaan *database* properti fluida antara *software* REFPROP yang digunakan pada perhitungan termodinamika dan EES dan *database* properti fluida dari *software Thermoflex*. Karena perbedaan yang dihasilkan cukup kecil maka perhitungan dari *software Thermoflex* dapat disimpulkan cukup akurat.

4.4 Perbandingan Performa Sistem WHR pada Setiap Fluida Kerja

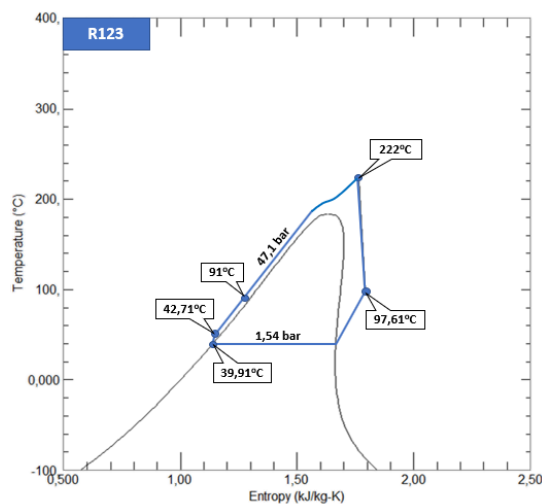
4.4.1 Daya Generator

Perhitungan dengan *software Thermoflex* digunakan pada fluida kerja R123, R141b, R245ca, dan R365mfc dengan melakukan variasi beban mesin utama kapal yang berdampak pada keadaan masuk gas buang pada *evaporator*. Gambar 4.1 menunjukkan hubungan daya bangkitan listrik generator terhadap beban mesin utama kapal.

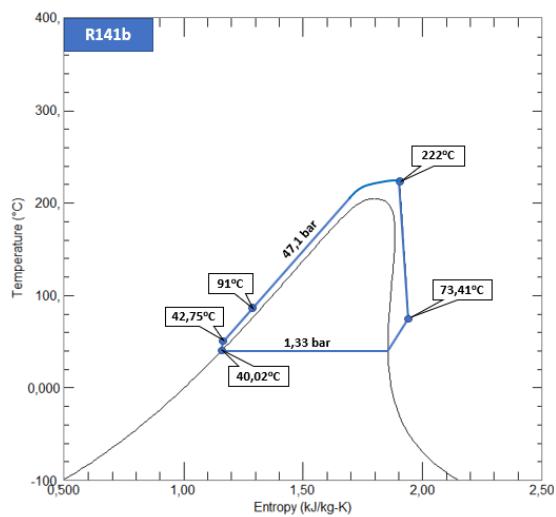


Gambar 4.1 Daya generator terhadap beban mesin utama kapal

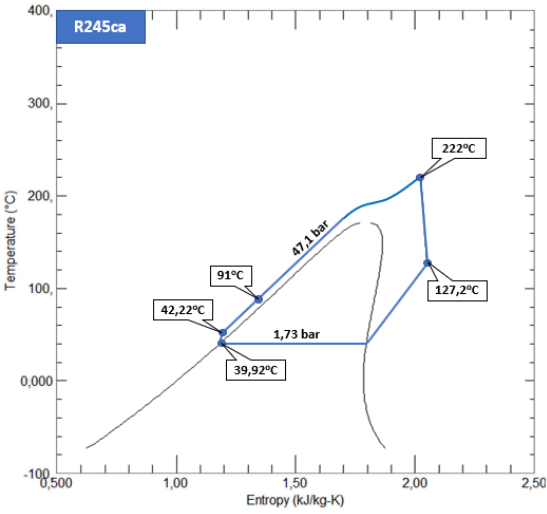
Berdasarkan Gambar 4.1 terlihat bahwa daya generator terbesar dihasilkan pada 25% beban mesin utama kapal. Daya generator pada 10% beban sedikit lebih rendah dibandingkan 25% beban. Daya listrik menunjukkan penurunan pada 50% beban hingga 100% beban mesin utama kapal. Sistem WHR dengan fluida kerja R141b menghasilkan daya generator terbesar yang kemudian diikuti fluida kerja R123, R365mfc, dan R245ca yang memiliki daya listrik bangkitan terkecil. Pengaruh fluida kerja terhadap daya generator dapat dilihat pada Gambar 4.2 yang menunjukkan T-s diagram pemodelan.



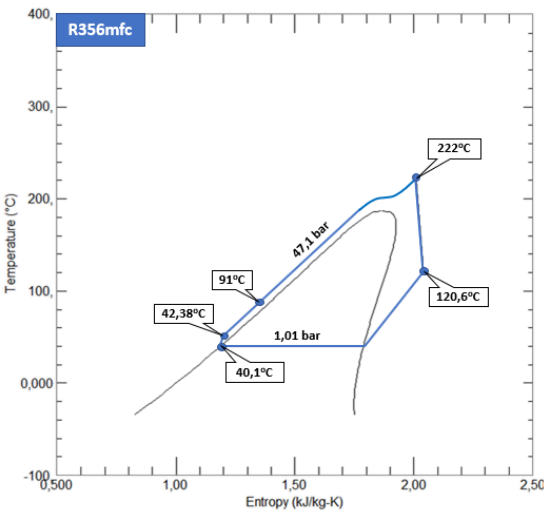
(a)



(b)



(c)



(d)

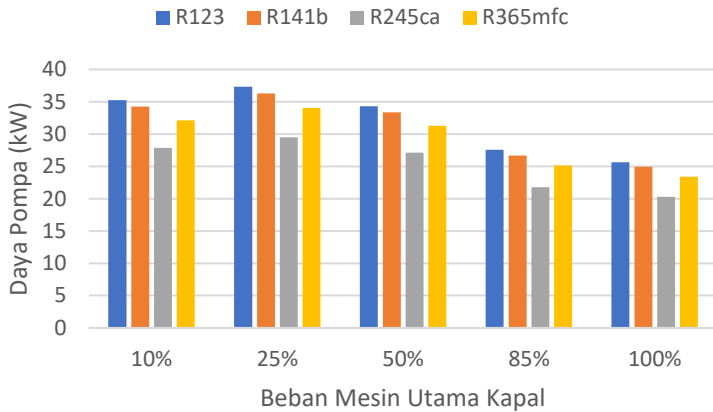
Gambar 4.2 T-s diagram pemodelan (a) R123 (b) R141b (c) R245ca (d) R365mfc

Proses ekspansi pada *expander* yang digambarkan pada Gambar 4.2 menunjukkan banyaknya daya yang dapat dihasilkan *expander*. Panjang proses ekspansi juga menunjukkan hubungan yang sebanding dengan daya yang dihasilkan generator. Proses ekspansi terpanjang dihasilkan pada pemodelan R141b yang kemudian diikuti pemodelan R123, pemodelan R365mfc, dan pemodelan R242ca dengan proses ekspansi terpendek.

Fluida kerja R141b merupakan fluida isentropik yang memiliki temperatur kritis tertinggi dibandingkan keempat fluida kerja lainnya. Fluida kerja R123 memiliki temperatur kritis 3,2°C di bawah fluida kerja R365mfc namun R123 merupakan fluida isentropik dan R365mfc merupakan fluida kering. Fluida kerja R245ca merupakan fluida kering yang memiliki temperatur kritis lebih rendah dibandingkan dengan ketiga fluida kerja lainnya. Berdasarkan Gambar 4.1 dan Gambar 4.2 dapat disimpulkan bahwa fluida kerja isentropik dengan temperatur kritis tinggi lebih direkomendasikan dibandingkan dengan fluida kerja kering. Fluida kering memiliki penurunan temperatur yang rendah pada proses ekspansi sehingga lebih banyak energi termal yang dibuang pada proses *desuperheating* dan kondensasi pada *condenser*. Komponen *regenerator* dapat diberikan apabila energi termal yang dibuang oleh proses *desuperheating* cukup besar namun pemberian *regenerator* akan menambah kompleksitas sistem WHR yang tidak direkomendasikan karena ruang pada kapal yang terbatas.

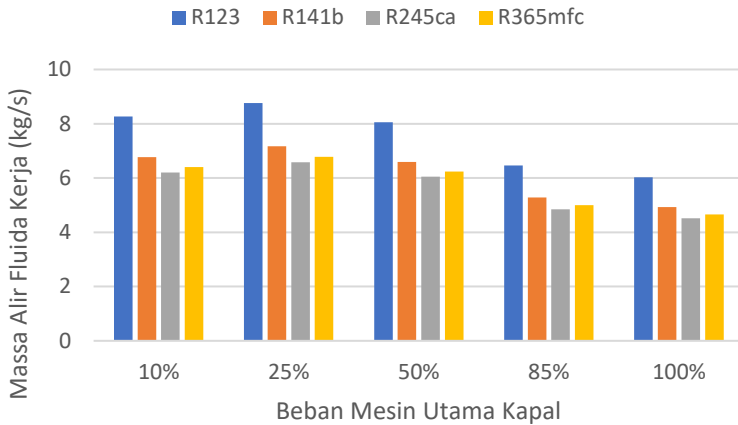
4.4.2 Daya Pompa dan Massa Alir Fluida Kerja

Sebagian daya listrik yang dihasilkan generator pada sistem WHR digunakan untuk menggerakkan pompa. Besar daya pompa akan memengaruhi besarnya daya listrik yang dapat dimanfaatkan bagi kebutuhan listrik kapal. Gambar 4.3 menunjukkan hubungan daya pompa terhadap beban mesin utama kapal.



Gambar 4.3 Daya pompa terhadap beban mesin utama kapal

Pemodelan sistem WHR menggunakan persamaan termodinamika untuk memperoleh daya pompa. Nilai entalpi pada setiap keadaan dalam pemodelan diatur konstan sehingga perubahan nilai daya pada setiap jenis fluida kerja hanya berdasarkan perubahan nilai massa alir fluida kerja yang dapat dilihat pada Gambar 4.3. Berdasarkan Gambar 4.3 terlihat bahwa daya pompa terbesar terdapat pada 25% beban mesin utama kapal. Daya pompa pada 10% beban sedikit lebih rendah dibandingkan 25% beban. Daya listrik menunjukkan penurunan pada 50% beban hingga 100% beban mesin utama kapal. Berdasarkan jenis fluida kerja daya pompa terbesar terdapat pada fluida kerja R123 yang kemudian diikuti fluida kerja R141b, R365mfc, dan R245ca yang memiliki daya pompa terkecil.



Gambar 4.4 Massa alir fluida kerja terhadap beban mesin utama kapal

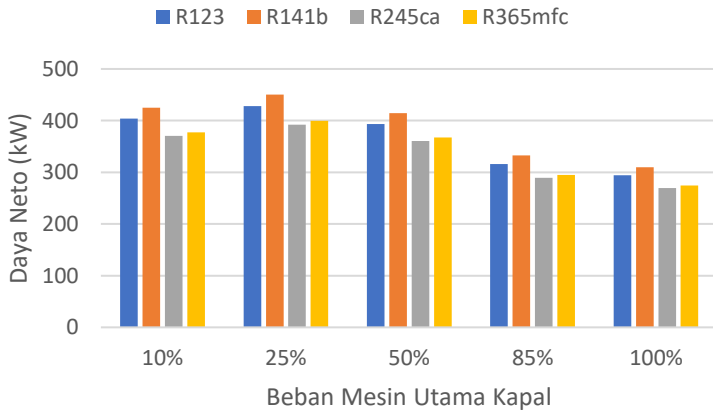
Massa alir fluida kerja pada sistem WHR memiliki nilai yang beragam. Berdasarkan Gambar 4.4 terlihat bahwa massa alir fluida kerja terbesar terdapat pada 25% beban mesin utama kapal. Massa alir fluida kerja pada 10% beban sedikit lebih rendah dibandingkan 25% beban. Massa alir fluida kerja menunjukkan penurunan pada 50% beban hingga 100% beban mesin utama kapal. Berdasarkan jenis fluida kerja massa alir fluida kerja terbesar adalah pemodelan R123 kemudian diikuti pemodelan R141b, pemodelan R365mfc, dan pemodelan R245ca yang memiliki massa alir fluida kerja terkecil.

Baik Gambar 4.3 dan Gambar 4.4 menunjukkan bahwa besarnya massa alir fluida kerja sebanding dengan daya pompa yang dibutuhkan.

4.4.3 Daya Neto

Daya neto merupakan selisih antara daya generator dan daya pompa. Daya neto tersebut akan digunakan untuk memenuhi

kebutuhan listrik kapal. Gambar 4.5 menunjukkan hubungan daya neto terhadap beban mesin utama kapal.



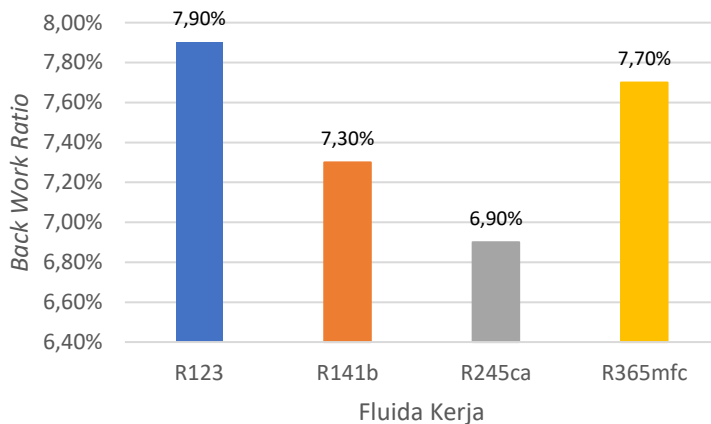
Gambar 4.5 Daya neto terhadap beban mesin utama kapal

Berdasarkan beban mesin utama kapal, daya neto terbesar dihasilkan pada 25% beban. Daya neto pada 10% beban sedikit lebih rendah dibandingkan daya neto pada 25% beban mesin utama kapal. Daya neto menunjukkan penurunan pada 50% beban hingga 100% beban. Berdasarkan jenis fluida kerja, pemodelan sistem WHR dengan fluida kerja R141b memiliki daya neto tertinggi pada seluruh beban mesin utama kapal. Daya listrik neto tertinggi berikutnya dihasilkan pada pemodelan sistem WHR dengan fluida kerja R123 kemudian diikuti fluida kerja R365mfc yang memiliki selisih cukup rendah terhadap fluida kerja R245ca.

4.4.4 *Back Work Ratio*

Back work ratio merupakan rasio antara kerja yang dibutuhkan pompa terhadap kerja yang dihasilkan *expander* pada pemodelan sistem WHR. Pemodelan sistem WHR yang diajukan pada tugas akhir ini berdasarkan *supercritical* ORC dimana tekanan evaporasi fluida kerja berada di atas tekanan kritis fluida

kerja tersebut. *Back work ratio* menjadi pertimbangan dalam pemodelan sistem WHR karena apabila kerja yang dibutuhkan pompa cukup besar mengkonsumsi kerja yang dihasilkan *expander* (lebih dari 30%) maka kelayakan desain sistem WHR perlu dipertimbangkan lagi. Gambar 4.6 menunjukkan *back work ratio* pemodelan sistem WHR pada setiap jenis fluida kerja.



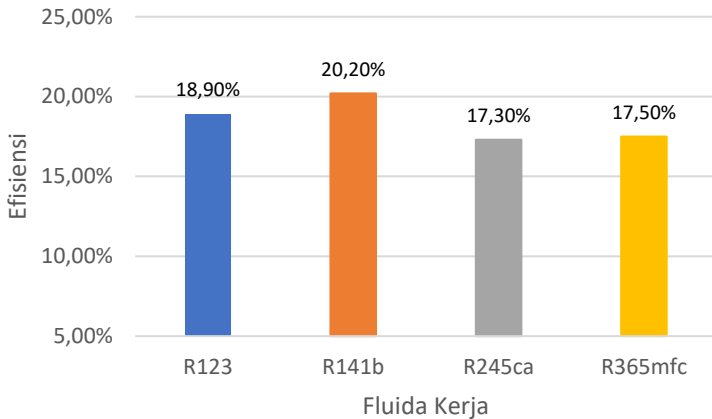
Gambar 4.6 *Back work ratio* terhadap jenis fluida kerja dalam pemodelan sistem WHR

Berdasarkan perhitungan dengan *software Thermoflex*, *back work ratio* terhadap fluida kerja tertentu memiliki nilai yang sama untuk setiap beban mesin utama kapal sehingga dapat disimpulkan bahwa beban mesin utama kapal tidak berpengaruh terhadap *back work ratio* pemodelan sistem WHR yang diajukan. Nilai *back work ratio* yang dihasilkan beragam antara fluida kerja. *Back work ratio* terendah dihasilkan pada pemodelan sistem WHR dengan fluida kerja 245ca yaitu 6,9% kemudian 7,3% untuk pemodelan R141b, 7,7% pada pemodelan R365mfc, dan 7,9% pada pemodelan R123. Nilai *back work ratio* yang dihasilkan dari keempat jenis fluida kerja masih di bawah 30% sehingga dapat dikatakan bahwa kerja

dari pompa masih cukup kecil dibandingkan dengan kerja yang dihasilkan *expander*.

4.4.5 Efisiensi Sistem WHR

Parameter yang paling umum digunakan dalam membandingkan performa *Rankine cycle* termasuk ORC adalah efisiensi. Gambar 4.7 menunjukkan efisiensi pemodelan sistem WHR pada setiap jenis fluida kerja.



Gambar 4.7 Efisiensi terhadap jenis fluida kerja dalam pemodelan sistem WHR

Berdasarkan perhitungan dengan *software Thermoflex*, efisiensi terhadap fluida kerja tertentu memiliki nilai yang sama untuk setiap beban mesin utama kapal sehingga dapat disimpulkan bahwa beban mesin utama kapal tidak berpengaruh terhadap efisiensi pemodelan sistem WHR yang diajukan layaknya *back work ratio*. Nilai efisiensi pemodelan beragam antara fluida kerja. Nilai efisiensi tertinggi dihasilkan oleh pemodelan R141b yaitu 20,20% yang kemudian diikuti pemodelan R123 yaitu 18,90%, lalu 17,50% pada pemodelan 365mfc, dan efisiensi terkecil dihasilkan oleh pemodelan R245ca yaitu 17,30%.

4.5 Pendinginan Eksternal *Jacket Water*

Temperatur keluaran *jacket water* setelah komponen *preheater* merupakan parameter bebas dalam pemodelan sistem WHR yang memiliki batasan nilai sesuai dengan desain mesin utama kapal sesuai Tabel 3.9. Apabila temperatur keluaran *jacket water* setelah komponen *preheater* melewati batas desain, hal tersebut akan menyebabkan mesin utama kapal tidak bekerja secara optimal. Temperatur keluaran *jacket water* setelah komponen *preheater* pada pemodelan sistem WHR yang berdasarkan perhitungan *software Thermoflex* dapat dilihat pada Tabel 4.6. Nilai yang berwarna merah pada Tabel 4.6 menunjukkan bahwa temperatur keluaran *jacket water* setelah komponen *preheater* berada di luar batasan desain mesin utama kapal.

Tabel 4.6 Temperatur keluaran *jacket water* setelah komponen *preheater* pada pemodelan sistem WHR

Beban Mesin Utama	Temperatur <i>Jacket Water</i> setelah <i>Preheater</i> (°C)			
	R123	R141b	R245ca	R365mfc
10%	89,74	90,18	89,67	89,32
25%	89,37	89,83	89,29	88,93
50%	89,9	90,33	89,83	89,5
85%	91,11	91,45	91,05	90,78
100%	91,44	91,76	91,39	91,14

Berdasarkan Tabel 4.6, terlihat bahwa pada pemodelan sistem WHR dengan fluida kerja R123, R141b, R245ca, dan R365mfc pada sebagian operasi beban mesin utama kapal memiliki temperatur keluaran *jacket water* setelah komponen *preheater* yang berada di luar batas atas desain (89,5°C). Pemodelan dengan fluida kerja R123 dan R365mfc memiliki temperatur *jacket water* di luar batas atas desain pada 85% beban dan 100% beban mesin utama kapal. Pemodelan dengan fluida kerja R141b dan R365mfc

memiliki temperatur *jacket water* di luar batas atas desain pada seluruh beban mesin utama kapal.

Agar pemodelan sistem WHR dengan keempat fluida kerja tersebut dapat diterapkan tanpa mengurangi performa mesin utama kapal maka perlu adanya komponen berupa pendinginan eksternal *jacket water* setelah komponen *preheater*. Beban pendinginan eksternal *jacket water* dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{m}_{jw}(h_{jw,out} - h_{target})$$

Dengan menetapkan nilai entalpi $h_{jw,out}$ berdasarkan temperatur tertinggi *jacket water* yang melewati batas desan mesin utama dan nilai entalpi h_{target} berdasarkan batas atas temperatur yang diperbolehkan *jacket water* masuk mesin utama kapal (89,5°C) maka kebutuhan pendinginan sistem WHR dapat dihitung. Hasil perhitungan kebutuhan pendinginan sistem WHR dapat dilihat pada Tabel 4.7.

Tabel 4.7 Beban pendinginan eksternal *jacket water* berdasarkan jenis fluida kerja

Fluida Kerja Sistem WHR	Beban Pendinginan (kW)
R123	131,052
R141b	152,76
R245ca	127,678
R365mfc	110,79

Berdasarkan Tabel 4.7 terlihat bahwa pemodelan sistem WHR dengan fluida kerja R141b membutuhkan pendinginan dengan beban terbesar yaitu 152,76 kW. Pemodelan dengan fluida kerja R123 memiliki beban pendinginan 131,052 kW, 127,678 kW pada fluida kerja R245ca, dan 110,79 kW pada fluida kerja R365mfc. Kebutuhan pendinginan eksternal mengindikasikan bahwa dalam sistem WHR komponen *preheater* tidak dapat mendinginkan *jacket water* sesuai desain mesin utama kapal sehingga dibutuhkan komponen pendingin eksternal yang dapat

berupa alat penukar panas sebelum *jacket water* masuk ke mesin utama kapal.

4.6 Potensi Pengurangan Bahan Bakar HFO dan Emisi CO₂ Diesel Generator

Daya listrik neto yang dihasilkan oleh sistem WHR akan digunakan untuk memenuhi kebutuhan listrik kapal dengan harapan daya listrik tersebut dapat mengurangi beban atau bahkan menggantikan penggunaan diesel generator. Berdasarkan Tabel 3.5, kebutuhan daya listrik kapal dapat dibagi menjadi enam jenis kondisi operasi kapal. Dari keenam kondisi operasi kapal yang akan menjadi fokus dari pengurangan konsumsi bahan bakar diesel generator adalah kondisi operasi kedatangan dan pemberangkatan (ARR/DEPT) dan kondisi kapal berlayar (SEA GOING). Kondisi kapal berlabuh (PORT) tidak dibahas karena pada kondisi ini mesin utama kapal tidak dioperasikan sehingga sistem WHR tidak dapat dioperasikan pula. Kondisi operasi bongkar muat (LO/UL) dan kondisi operasi pembersihan tangki (TK. CLEAN) juga tidak akan dibahas dalam pemodelan sistem WHR karena pada kedua kondisi operasi ini kapal umumnya sedang berlabuh di dermaga dan pemodelan sistem WHR tidak membahas beban diam mesin utama kapal.

Kapal MT Kakap Pertamina menggunakan tiga buah diesel generator berkapasitas 350 kW untuk memenuhi kebutuhan listrik sesuai kondisi operasi kapal. Dua diesel generator aktif digunakan sementara satu diesel generator dalam keadaan siaga. Perbandingan kebutuhan daya listrik kapal pada kondisi operasi ARR/DEPT dan SEA GOING terhadap daya listrik neto yang dihasilkan sistem WHR dengan fluida kerja R141b dapat dilihat pada Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Perbandingan kebutuhan daya listrik kapal terhadap daya listrik neto sistem WHR dengan fluida kerja R141b

Kondisi Operasi Kapal	Kebutuhan Daya Listrik (kW)	Sistem WHR (R141b)		Kelebihan Daya Listrik (kW)
		Beban Mesin Utama	Daya Listrik Neto (kW)	
ARR/DEPT	272,3	10% beban	425,32	153,02
		25% beban	450,59	178,29
SEA GOING	228,9	50% beban	414,22	185,32
		85% beban	332,5	103,6
		100% beban	309,65	80,75

Dari keempat jenis variasi fluida kerja pada pemodelan sistem WHR yang dihitung oleh *software Thermoflex*, seluruh pemodelan tersebut menghasilkan daya listrik neto lebih besar dibandingkan daya listrik kebutuhan operasi ARR/DEPT dan SEA GOING. Pemodelan sistem WHR dengan fluida kerja R141b dipilih pada Tabel 4.8 karena pemodelan ini menghasilkan daya neto terbesar.

Adapun potensi penghematan bahan bakar dan pengurangan emisi CO₂ diesel generator pada kondisi operasi ARR/DEPT dan SEA GOING oleh sistem WHR dengan fluida kerja R141b dianalisis dengan meninjau data pada Tabel 3.5, Tabel 3.6, dan Tabel 3.7 yang dirangkum dalam Tabel 4.9. Potensi penghematan bahan bakar dan pengurangan emisi CO₂ diesel generator dianalisis berdasarkan bahan bakar HFO.

Tabel 4.9 Potensi penghematan HFO bahan bakar dan pengurangan emisi CO₂ diesel generator

Kondisi Operasi Kapal	Beban 350kW Diesel Generator sesuai Kondisi Terpasang	Potensi Penghematan Bahan Bakar HFO dan Pengurangan Emisi CO₂ Diesel Generator	
		Konsumsi HFO (gal/jam)	Emisi CO₂ (gal/jam)
ARR/DEPT	100% beban	25,1	78,1614
SEA GOING	75% beban	18,7	58,2318

Sistem WHR dengan fluida kerja R141b pada kondisi operasi ARR/DEPT dapat menghemat konsumsi HFO sebanyak 25,1 gal/jam dan mengurangi emisi CO₂ sebanyak 78,1614 gal/jam. Sistem WHR tersebut pada kondisi operasi SEA GOING yang merupakan kondisi operasi dengan durasi terlama pada kapal dapat menghemat konsumsi HFO sebanyak 18,7 gal/jam dan mengurangi emisi CO₂ sebanyak 58,2318 gal/jam.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapatkan dari pemodelan sitem WHR kapal tanker adalah sebagai berikut:

1. Gas buang mesin utama kapal memiliki *water dew-point temperature* 41,295°C dan *acid dew-point temperature* 138,87°C.
2. Daya neto terbesar dari sistem WHR dihasilkan pada 25% beban mesin utama kapal. Pemodelan dengan fluida kerja R141b menghasilkan daya neto terbesar dibandingkan dengan ketiga fluida kerja lainnya (R123, R245ca, dan R365mfc).
3. *Back work ratio* terkecil dihasilkan oleh pemodelan dengan fluida kerja R265ca dengan nilai 6,90% sedangkan *back work ratio* terbesar dihasilkan oleh pemodelan dengan fluida kerja R123 dengan nilai 7,9%.
4. Pemodelan dengan fluida kerja R365mfc memerlukan pendinginan eksternal terkecil yaitu 110,79 kW pada masukan *jacket water* ke mesin utama kapal sedangkan beban pendinginan terbesar yaitu 152,76 kW terdapat pada pemodelan dengan fluida kerja R141b.
5. Seluruh variasi pemodelan fluida kerja pada pemodelan sistem WHR menghasilkan daya listrik neto lebih besar dari kebutuhan listrik kapal pada kondisi operasi ARR/DEPT dan SEA GOING.
6. Pemodelan sistem WHR pada kapal tanker dapat menghemat bahan bakar sebanyak 18,7 gal/jam HFO dan mengurangi 58,2318 gal/jam emisi CO₂ pada kondisi operasi SEA GOING. Pemodelan tersebut juga dapat menghemat 25,1 gal/jam HFO dan mengurangi 78,1614 gal/jam emisi CO₂ pada kondisi operasi ARR/DEPT.

5.2 Saran

Terdapat beberapa saran yang dapat diberikan untuk merealisasikan pemodelan sistem WHR pada kapal tanker:

1. Dibutuhkan analisis perpindahan panas dan mekanika fluida dalam perancangan komponen *preheater* dan *evaporator*.
2. Pemilihan spesifikasi komponen *expander* dan pompa harus disesuaikan dengan pemodelan sistem WHR serta *sizing* dan *layout* yang mencukupi kapasitas ruang pada kapal.
3. Studi kelayakan dalam aspek finansial tentang pergantian komponen terpasang dengan komponen sistem WHR diperlukan sebelum merealisasikan sistem WHR pada kapal.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] *Maritime Environment Protection Committee*. 2014. *Reduction of GHG Emissions from Ship*. International Maritime Organization (IMO).
- [2] Pusat Data dan Informasi Energi dan Sumber Daya Mineral. 2012. *Kajian Emisi Gas Rumah Kaca Sektor Transportasi*. Jakarta: Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral.
- [3] Girgin, I. and Ezgi, C. Jun.2017. "*Design and Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of an Organic Rankine Cycle for Naval Surface Ship Applications*". *Energy Conversion and Management* 148:623-634.
- [4] Grljusic, M., Medica, V., and Racic, N. Nov.2014. "*Thermodynamic Analysis of a Ship Power Plant Operating with Waste Heat Recovery through Combined Heat and Power Production*". *Energies* 7:7368-7394.
- [5] MAN Diesel & Turbo. 2014. *Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions, and EEDI*. Denmark: MAN Diesel & Turbo.
- [6] Zhou, F., Joshi, S., Rhoté-Vanay, R., and Dede, E. Nov.2016. "*A Review and Future Application of Rankine Cycle to Passenger Vehicles for Waste Heat Recovery*". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 1364-0321.
- [7] Mollenhauer, K. and Tschöke, H. 2010. *Handbook of Diesel Engines*. Translated by Johnson, K. Magdeburg: Springer.

- [8] Macchi, E. and Astolfi M. 2017. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications*. London: Woodhead.
- [9] Moran, M., Shapiro, H., Boettner, D., and Bailey, M. 2014. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 8th Edition*. United States of America: John Wiley & Sons Inc.
- [10] Karyono, T. Jul.2015. "*Predicting Comfort Temperature in Indonesia, an Initial Step to Reduce Cooling Energy Consumption*". *Buildings* 5:802-813.
- [11] Cengel, Y., and Boles, M. 2015. *Thermodynamics An Engineering Approach 8th Edition*. New York: McGraw-Hill.
- [12] Nainiger, J. Jul.1980. "*Effect on Combined Cycle Efficiency of Stack Gas Temperature Constraints to Avoid Acid Corrosion*". Ohio: *National Aeronautics and Space Administration (NASA)*.
- [13] Cheng, M. and Zeng, T. 2015. "*Calculation and Analysis of Acid Dew-point Temperature in Coal-fired Boiler Gas*". *International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering (ICADME)*. Shenzhen: Atlantis Press.
- [14] El-Wakil, M. 1985. *Powerplant Technology*. New York: McGraw-Hill.
- [15] *Thermoflex User Guide*. Manual *Thermoflow*. Massachusetts, United States of America.

- [16] Shu, G., Liu, P., Tian, H., Wang, X., and Jing, D. May 2017. "*Operational Profile based Thermal-economic Analysis on an Organic Rankine Cycle Using for Harvesting Marine Engine's Exhaust Waste Heat*". *Energy Conversion and Management* 146:107-123.
- [17] *Installation Planning Instruction*. Manual Wärtsilä Finland Oy. Vaasa, Finland.
- [18] *Sea Trial* Kapal Tanker MT Kakap Pertamina. Pengujian Performa Kapal PT Dok Perkapalan Surabaya. Perak Utara, Surabaya.
- [19] Hourahan, G. and Calm, J. 2011. "*Physical, Safety, and Enviromental Data for Current and Alternative Refrigerants*". Prague: *International Congress of Refrigeration* (ICR).
- [20] *Electric Power Balance*. Manual *National Ship Design & Engineering Center* (NasDEC). Sukolilo, Surabaya.
- [21] *Approximate Fuel Consumption Chart*. Brosur *Diesel Service & Supply*. Brighton, Colorado

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

Lampiran A Objek tugas akhir



Gambar A.1 Kapal MT Kakap Pertamina

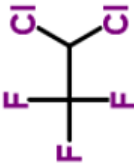

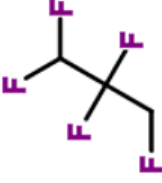
Tabel A.1 Spesifikasi Kapal MT Kakap Pertamina

<i>IMO number</i>	9504401
<i>MMSI</i>	525003175
<i>Name of the ship</i>	KAKAP
<i>Former names</i>	MT. KAKAP (2016)
<i>Vessel type</i>	<i>Oil tanker</i>
<i>Operating status</i>	<i>Active</i>
<i>Flag</i>	Indonesia
<i>Gross tonnage</i>	5570 tons
<i>Deadweight</i>	6523 tons
<i>Length</i>	108 m
<i>Breadth</i>	19 m
<i>Engine type</i>	Wärtsilä
<i>Engine model</i>	6L32

<i>Engine power</i>	2670 kW
<i>Year of build</i>	2012
<i>Builder</i>	DOK PERKAPALAN SURABAYA SHIPBUILDING – SURABAYA, INDONESIA
<i>Class society</i>	LLOYD'S SHIPPING REGISTER
<i>Home port</i>	JAKARTA
<i>Owner</i>	PERTAMINA – JAKARTA, INDONESIA
<i>Manager</i>	PERTAMINA – JAKARTA, INDONESIA

Lampiran B Informasi fluida kerja

Tabel B.1 Informasi fluida kerja

Parameter	Fluida Kerja		
	R123	R141b	R245ca
Kelompok	HCFC	HCFC	HFC
Tipe	Isentropik	Isentropik	Kering
Formula	$C_2Cl_2F_3H$	$C_2Cl_2FH_3$	$C_3F_5H_3$
Struktur Formula			
Massa molekul (kg/mol)	0,152931	0,11694962	0,13404794
Temperatur kritis (°C)	183,7	204,4	174,4
Tekanan kritis (bar)	36,6	42,1	39,3
			0,14807452
			186,9
			32,7

Rentan kerja temperatur (°C)	-107,2 s.d 326,9	-103,5 s.d 226,9	-73,2 s.d 226,9	-34,2 s.d 226,9
Tekanan maksimal (bar)	400	4000	600	350
Klasifikasi ASHRAE	B1	-	-	-
GWP	77	717	726	794
ODP	0,010	0,120	0	0

Lampiran C Ringkasan hasil pemodelan *software Thermoflex*

Tabel C.1 Ringkasan hasil pemodelan

Fluida Kerja	Parameter	Beban Mesin Utama Kapal				
		10%	25%	50%	85%	100%
R123	Perpindahan Panas <i>Evaporator</i> (kW)	1709,6	1811	1664,7	1336	1244,4
	Perpindahan Panas <i>Preheater</i> (kW)	423,4	448,5	412,4	330,9	308,2
	Perpindahan Panas <i>Condenser</i> (kW)	1720,7	1822,7	1675,4	1344,7	1252,5
	Daya Pompa (kW)	35,26	37,35	34,33	27,55	25,66
	Daya <i>Expander</i> (kW)	447,7	474,2	435,9	349,9	325,9
	Daya <i>Generator</i> (kW)	439,4	465,5	427,9	343,4	319,8
R141B	Perpindahan Panas <i>Evaporator</i> (kW)	1709,6	1811	1664,7	1336	1244,4
	Perpindahan Panas <i>Preheater</i> (kW)	394	417,3	383,6	307,9	286,8
	Perpindahan Panas <i>Condenser</i> (kW)	1669,4	1768,4	1625,5	1304,6	1215,2
	Daya Pompa (kW)	34,28	36,31	33,38	26,7	24,95

	Daya Expander (kW)	468,3	496,1	456	366	340,9
	Daya Generator (kW)	459,6	486,9	447,6	359,2	334,6
	Perpindahan Panas Evaporator (kW)	1709,6	1811	1664,7	1336	1244,4
	Perpindahan Panas Preheater (kW)	428,4	453,8	417,1	334,8	311,8
	Perpindahan Panas Condenser (kW)	1760	1864,2	1713,6	1375,4	1281,1
	Daya Pompa (kW)	27,86	29,51	27,13	21,77	20,28
	Daya Expander (kW)	405,9	429,9	395,2	317,2	295,4
	Daya Generator (kW)	398,4	422	387,9	311,3	290
	Perpindahan Panas Evaporator (kW)	1709,6	1811	1664,7	1336	1244,4
	Perpindahan Panas Preheater (kW)	451,7	478,5	439,8	353	328,8
	Perpindahan Panas Condenser (kW)	1775,2	1880,4	1728,5	1387,2	1292,1
	Daya Pompa (kW)	32,15	34,05	31,3	25,12	23,4
	Daya Expander (kW)	417,4	442,1	406,4	326,2	303,8
	Daya Generator (kW)	409,7	433,9	398,9	320,1	298,2
R245ca						
R265mfc						

Tabel C.2 Properti konstan pemodelan terhadap beban mesin utama kapal

Fluida Kerja	Parameter	Temperatur (°C)		Tekanan (bar)		Entalpi (kJ/kg)	
		in/out		in/out		in/out	
R123	Preheater						
	Jacket Water (Fluida Panas)	96/*		2,5/2,5		402,4/*	
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	42,71/91		47,1/47,1		19,62/70,81	
	Evaporator						
	Gas Buang (Fluida Panas)	*/143,9		1,1/1,1		*/125,7	
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	91/222		47,1/47,1		70,81/277,5	
	Condenser						
	Fluida Kerja (Fluida Panas)	97,61/39,91		1,54/1,54		223,4/15,35	
	Air Laut (Fluida Dingin)	30/34,91		2,0/2,0		126/146,3	
	Pompa						
	Fluida Kerja	39,91/42,71		1,54/47,1		15,36/19,62	
	Expander						
	Fluida Kerja	222/97,61		47,1/1,54		277,5/2234	

R141b	Preheater				
	Jacket Water (Fluida Panas)	96/*	2,5/2,5	402,4/*	
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	42,75/91	47,1/47,1	22,55/80,79	
	Evaporator				
	Gas Buang (Fluida Panas)	* /143,9	1,1/1,1	* /125,7	
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	91/222	47,1/47,1	80,79/333,5	
	Condenser				
	Fluida Kerja (Fluida Panas)	73,41/40,02	1,33/1,33	264,3/17,51	
	Air Laut (Fluida Dingin)	30/35	2,0/2,0	126/146,7	
	Pompa				
	Fluida Kerja	40/42,75	1,33/47,1	17,48/22,55	
	Expander				
	Fluida Kerja	222/73,41	47,1/1,33	333,5/264,3	
R245ca	Preheater				
	Jacket Water (Fluida Panas)	96/*	2,5/2,5	402,4/*	
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	42,22/91	47,1/47,1	24,64/93,64	
	Evaporator				

	Gas Buang (Fluida Panas)	*/143,9	1,1/1,1	*/125,7
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	91/222	47,1/47,1	93,64/369
	Condenser			
	Fluida Kerja (Fluida Panas)	127,2/39,92	1,73/1,73	303,6/20,16
	Air Laut (Fluida Dingin)	30/34,92	2,0/2,0	126/146,4
	Pompa			
	Fluida Kerja	39,92/42,22	1,73/47,1	20,15/24,64
	Expander			
	Fluida Kerja	222/127,2	47,1/1,73	369/303,6
	Preheater			
R365mfc	Jacket Water (Fluida Panas)	96/*	2,5/2,5	402,4/*
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	42,38/91	47,1/47,1	25,9/96,42
	Evaporator			
	Gas Buang (Fluida Panas)	*/143,9	1,1/1,1	*/125,7
	Fluida Kerja (Fluida Dingin)	91/222	47,1/47,1	96,42/363,3
	Condenser			
	Fluida Kerja (Fluida Panas)	120,6/40	1,01/1,01	298,2/21,03
	Air Laut (Fluida Dingin)	30/35	2,0/2,0	126/146,7

	Pompa			
	Fluida Kerja	40/42,38	1,01/47,1	20,88/25,9
	Expander			
	Fluida Kerja	222/120,6	47,1/1,01	363,3/298,2
Keterangan	* Nilai Berdasarkan Beban Mesin Utama Kapal (Tabel C3)			

Tabel C.3 Properti pemodelan terhadap beban mesin utama kapal

Fluida Kerja	Parameter	Beban Mesin Utama Kapal			
		10% Beban	25% Beban	50% Beban	100% Beban
Semua	Massa Alir Gas Buang (kg/s)	4,71	4,5	4,8	5,48
	Temperatur Gas Buang In (°C)	472,3	506,5	458,2	367,2
	Entalpi Gas Buang In (kJ/kg)	488,7	528,1	472,5	369,5
R123	Massa Alir Fluida Kerja (kg/s)	8,272	8,762	8,055	6,464
	Massa Alir Air Laut (kg/s)	84,46	89,47	82,24	66
	Temperatur Jacket Water Out (°C)	89,74	89,37	89,9	91,11
	Entalpi Jacket Water Out (kJ/kg)	376,1	374,5	376,7	381,8
					383,2

R141b	Massa Alir Fluida Kerja (kg/s)	6,765	7,166	6,587	5,287	4,924
	Massa Alir Air Laut (kg/s)	80,43	85,2	78,31	62,85	58,54
	Temperatur Jacket Water Out (°C)	90,18	89,83	90,33	91,45	91,76
	Entalpi Jacket Water Out (kJ/kg)	377,9	376,4	378,5	383,2	384,6
R245ca	Massa Alir Fluida Kerja (kg/s)	6,208	6,576	6,045	4,852	4,519
	Massa Alir Air Laut (kg/s)	86,15	91,25	83,88	67,32	62,71
	Temperatur Jacket Water Out (°C)	89,67	89,29	89,83	91,05	91,39
	Entalpi Jacket Water Out (kJ/kg)	375,7	374,2	376,5	381,6	383
R365mfc	Massa Alir Fluida Kerja (kg/s)	6,405	6,785	6,237	5,005	4,662
	Massa Alir Air Laut (kg/s)	85,52	90,59	83,27	66,83	62,25
	Temperatur Jacket Water Out (°C)	89,32	88,93	89,5	90,78	91,14
	Entalpi Jacket Water Out (kJ/kg)	374,3	372,6	375	380,4	381,9

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Faisal Rahman Arif lahir di Tulungagung, 17 Agustus 1995, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis memulai pendidikan formal di TK Siti Khadijah (2000-2002), SDN Bator I, Bangkalan (2002-2008), SMPN 2 Bangkalan (2008-2011), dan SMAN 1 Bangkalan (2011-2014). Penulis melanjutkan pendidikan tinggi di Program Studi S1 Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya (ITS) dengan NRP 02111440000141.

Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi di Laboratorium Rekayasa Termal. Penulis aktif berkegiatan dalam bidang akademik diantaranya menjadi asisten pratikum mata kuliah Perpindahan Panas dan Massa dan menjadi grader mata kuliah Termodinamika.

Dalam bidang kemahasiswaan, penulis berperan aktif dalam Badan Eksekutif Mahasiswa Institut periode 2015/2016 sebagai staff Kementrian Pemuda dan Kebangsaan dan Lembaga Dakwah Jurusan (LDJ) Ash-Shaff di S1 Teknik Mesin sebagai staff PSDM pada periode 2015/2016 dan sebagai sekretaris jendral pada periode 2016/2017. Untuk saran dan kritik, penulis dapat dihubungi melalui email faisalrahmanarif@gmail.com.

“Be Humble! Judge yourself at least as harshly as you judge others! ESTJ”